

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Mobilní pásový dopravník využívaný v chovných farmách

Mobile Belt Conveyor Used in Stock Farm

Student:

Bc. Rostislav Kašný

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.

Ostrava 2015

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 20. 9. 2015

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 20. 9. 2015

.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Rostislav Kašný

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Topolná 445, 687 11 Topolná

Anotace diplomové práce

KAŠNÝ, R. *Mobilní pásový dopravník využívaný v chovných farmách*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2015, 50s. Vedoucí práce: Hrabovský, L.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním řešením a návrhem možných variant mobilního pásového dopravníku využívaného v chovných farmách. V úvodu je stručně popsán konstrukční problém a podmínky v jakých bude zařízení pracovat. V teoretické části je prezentován současný stav trhu a návrh variant s jejich klady a zápory. V praktické části je proveden rozbor konstrukce vybrané varianty spolu se základními výpočty. Diplomová práce rovněž obsahuje výkresy vynašeče a celého zařízení.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

KAŠNÝ, R. *Mobile belt conveyor used in stock farms*. Ostrava: VSB - Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Transportation Institute, 2015 50s. Thesis master: Hrabovský, L.

Diploma thesis deals with structural design proposal and possible variants of a mobile belt conveyor used in Stock farms. The introduction briefly describes the design problem and the conditions which the device will operate. The theoretical part presents the current state of the market and design of variants with their pros and cons. The practical part are analyzed the structure of the chosen variant together with basic calculations. The thesis also contains drawings of the extraktor and the entire system.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů:.....	7
Úvod:.....	9
1. Teoretická část:.....	10
1.1 Možnosti trhu.....	10
1.2 Varianty konstrukčního řešení.....	14
Varianta č. 1.....	14
Varianta č. 2.....	15
Varianta č. 3.....	16
2. Praktická část.....	17
2.1 Pásový dopravník.....	17
2.1.1 Konstrukce a hlavní funkce pásového dopravníku.....	17
2.1.2 Výpočet pásového dopravníku.....	18
2.2 Vynašeč.....	24
2.2.1 Konstrukce vynašeče a jeho funkce.....	24
2.2.2 Výpočet vynašeče.....	25
2.2.3. Výpočet pružiny.....	30
2.3 Výpočet velikosti hydraulických válců.....	31
2.3.1 Výpočet stabilizačního hydraulického válce.....	31
2.3.2 Určení velikosti hlavního hydraulického válce.....	32
2.4 Kontrola zvolených čepů na střih.....	34
2.4.1 Kontrola spojovacího čepu dopravníku s vynašečem.....	34
2.4.2 Kontrola čepu a hydraulického válce.....	35
2.5 Rozbor konstrukce podvozku.....	36
2.5.1 Konstrukce základny.....	36
2.5.2 Natáčení kol.....	37
2.6 Naklápění pásového dopravníku.....	39
2.7 Rozbor ochranných prvků.....	40
3. Závěr.....	43
4. Seznam použité literatury.....	44
5. Seznam obrázků a příloh.....	45
5.1 Seznam obrázků.....	45
5.2 Seznam tabulek a grafů.....	46
5.4 Seznam příloh.....	46

Seznam použitých značek a symbolů:

Značka	Název	Jednotka
m	Hmotnost	kg
m_Q	Měrná hmotnost dopravovaného materiálu	kg
B	Šířka pásu	mm
Q	Dopravní výkon	t.hod ⁻¹
q	Měrná hmotnost dopravovaného materiálu	kg.m ⁻¹
v	Rychlost pohybu pásu	m.s ⁻¹
ρ_s	Sypná hmotnost materiálu	kg.m ⁻³
k_φ	Součinitel plnění	-
V	Objem	m ³
L	Horizontální délka pásového dopravníku	mm
l	osová vzdálenost bubnů	m
m_{vh}, m_{vd}	Hmotnost válečků v horní, dolní větvi	kg
t_h, t_d	Rozteč v horní, dolní větvi dopravníku	m
n_{vh}, n_{vd}	Počet válečků v horní, dolní větvi	-
F_{OD}	Odbíhající síla pásového dopravníku (vynašeče)	N
F_{NAB}	Nabíhající síla pásového dopravníku (vynašeče)	N
T_{minH}, T_{minD}	Minimální tah v horní, dolní větvi dopravníku (vynašeče)	N
y	Průhyb pásu	mm
μ	Součinitel tření	-
α_s	Úhel opásání	°
k_{b1}	Statická bezpečnost	-
D_b	Průměr bubnu	mm
p, p_{DOV}	Tlak, dovolený tlak	MPa
P	Výkon elektromotoru pásového dopravníku (vynašeče)	W
η_{PS}, η	Účinnost poháněcí stanice	-
m_p	Hmotnost pásu	kg
w	Měrný pohybový odpor	-
f	Součinitel tření	-
g	Tíhové zrychlení	m.s ⁻²
F_r	Reakční síla	N

Značka	Název	Jednotka
F_{N1}	Odpor setrvačných sil	N
F_B	Odpor ohybu bubnu a ložisek	N
T_0-T_8	Teoretická tažná síla v pásu	N
$T_{0,s}-T_{8,s}$	Skutečná tahová síla v pásu	N
F_{max}	Maximální tahová síla v pásu	N
T_{dov}	Dovolená tahová síla v pásu	N
σ_{Dov}	Dovolené napětí v tahu	MPa
k_{b2}	Součinitel současnosti elektromotoru	-
τ_k	Napětí v krutu	MPa
$\tau_{k,dov}$	Dovolené napětí v krutu	MPa
d_{pr}	Průměr drátu pružiny	mm
D_{pr}	Střední průměr pružiny	mm
$D_{1,pr}$	Vnější průměr pružiny	mm
R_m	Mez pevnosti v tahu	MPa
F_1	Síla působící na pružinu v nezatíženém stavu	N
F_8	Síla působící na pružinu v zatíženém stavu	N
$L_{1,vyn}$	Délka vynašeče	mm
$L_{2,vyn}$	Výška vynašeče	mm
F_r	Reakční síla	N
F_{vyn}	Síla vyvozená hmotností vynašeče	N
m_{vyn}	Hmotnost vynašeče	kg
F_{PD}	Síla vyvozená hmotností pásového dopravníku	N
m_{PD}	Hmotnost pásového dopravníku	kg
a	Šířka vidlice	mm
b	Šířka táhla	mm
d	Průměr čepu	mm
p_1	Měrný tlak v táhle	MPa
p_2	Měrný tlak ve vidlici	MPa
m_v	Hmotnost rotujících částí válečků	kg
m_p	Hmotnost 1m dopravního pásu	kg

Úvod:

Cílem této diplomové práce je navrhnout konstrukční řešení mobilního pásového dopravníku využívaného v chovných farmách. Jelikož zařízení bude pracovat pouze čtyři dny v roce, je kladen důraz na jednoduchost a případnou energetickou samostatnost. Elektromotory a podobná zařízení vyžadující k provozu elektrickou energii jsou použita jen minimálně a v nejmenší nezbytně nutné míře.

V teoretické části diplomové práce je předvedena varianta dostupná na trhu. Dále jsou zde představeny varianty konstrukčního řešení spolu s jejich klady a zápory. U každé varianty jsou brány v potaz ekologické i ekonomické hledisko spolu s náročností konstrukce.

Praktická část diplomové práce předvádí kompletní rozbor vybrané varianty spolu se základními výpočty pružiny, hydraulických válců a grafickou početní metodou i pásový dopravník spolu s vynašečem.

1. Teoretická část:

1.1 Možnosti trhu

Mobilní pásový dopravník je svou oblastí použití velmi specifický, a proto na českém trhu není žádná firma specifikována na vývoj a výrobu těchto zařízení. Zařízení bude v provozu jen čtyři dny v roce. V místě použití není přílišná možnost napojení do elektrické sítě a prostředí je velmi prašné.

Jednou ze zahraničních firem specializovaných na výrobu zařízení pro chovné farmy je firma CMC Industries se sídlem v Itálii - <http://www.cmcindustries.com>. Tato firma je specializována na výrobu a vývoj zařízení přímo pro drůbeží chovné farmy. Zařízení od této firmy jsou určeny především do velkých chovných farem, kde jsou potřeba téměř každý den. Na obrázcích 1 - 4 jsou prezentovány zařízení této firmy.



Obrázek 1 – Univerzální sběrač [1]



Obrázek 2 - Kuřecí nakladač [1]



Obrázek 3 – Nakladač drůbeže [1]



Obrázek 4 - Čistič farem [1]

Další firmou zabývající se technikou pro chovné farmy je firma Huanan Poultry Equipment se sídlem v Thajsku - <http://www.hnxmsb.com>. Tato firma se nespécializuje jen na přepravní zařízení pro drůbeží farmy, ale i na výrobu zařízení pro chov i přepravu všech druhů chovných zvířat. Na Obr. 5 – Obr. 8 jsou opět předvedena zařízení firmy.



Obrázek 5 - Sběr a třídění vajec [2]



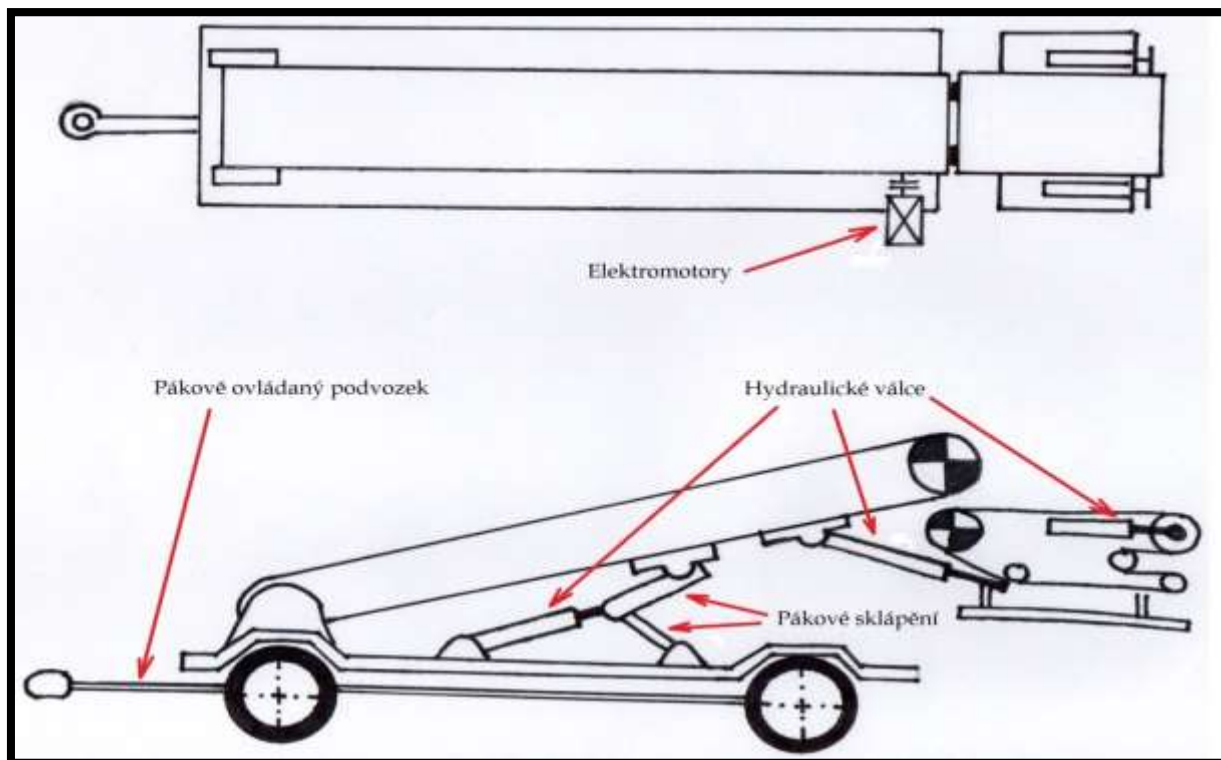
Obrázek 6 – Nakladač [2]



Obrázek 7 - Systém sestavení klecí [2]

1.2 Varianty konstrukčního řešení

Varianta č. 1



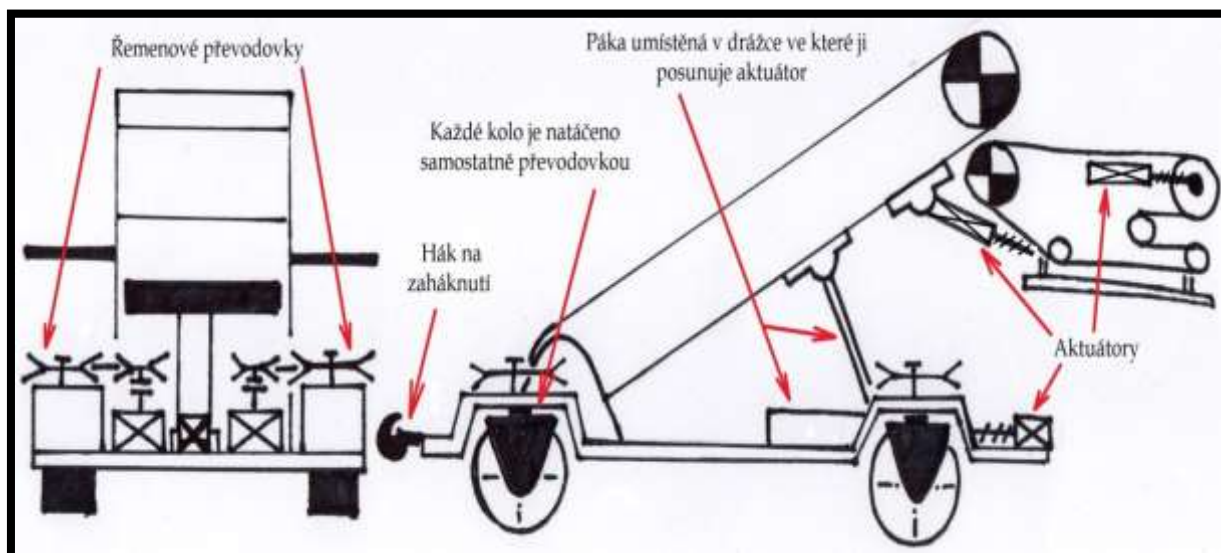
Obrázek 8 - Varianta č. 1

Varianta č. 1 je tvořena pásovým dopravníkem, vynašečem a podvozkiem. Nastavení úhlu dopravy je zajištěno pákovým naklápěním. Na vynašeči je z každé strany připevněna plošina pro obsluhu. Z důvodu bezpečnosti obsluhy a eliminaci případných zranění je nutno, aby byly plošiny vodorovné. K tomuto účelu slouží vyrovnávací hydraulické válce, které zároveň slouží k připojení vynašeče k pásovému dopravníku. Další hydraulické válce slouží k prodloužení vynašeče. Rozvod hydraulické kapaliny zajišťuje hydromotor a rozvaděče. Pohon dopravníku a vynašeče zajišťují elektromotory.

Podvozek je tvořen sestavou pák, které zajišťuje natáčení kol. Všechna kola se natáčí současně. Jeho nevýhoda je v tom, že kola nelze natočit o 90°, jak je požadováno. Jeho další nevýhodou je ovládací tyč, která musí být velmi silná, aby překonala tření na všech čtyřech kolech a přitom se neohnula.

Z ekologického hlediska by při volbě této varianty existovala šance, že by vytekl olej ze zásobníku. Jelikož zařízení bude používáno v chovných farmách, je toto silně nežádoucí. Z ekonomického hlediska je tato varianta příznivá. Hydraulické techniky je na trhu mnoho, je tedy i široký rozsah cen. Výhodou se široký sortiment stává i při nutnosti výměny jednotlivých součástí. Jedním z požadavků na konstrukci je použití hydraulické techniky, proto je tato varianta vhodná.

Varianta č. 2

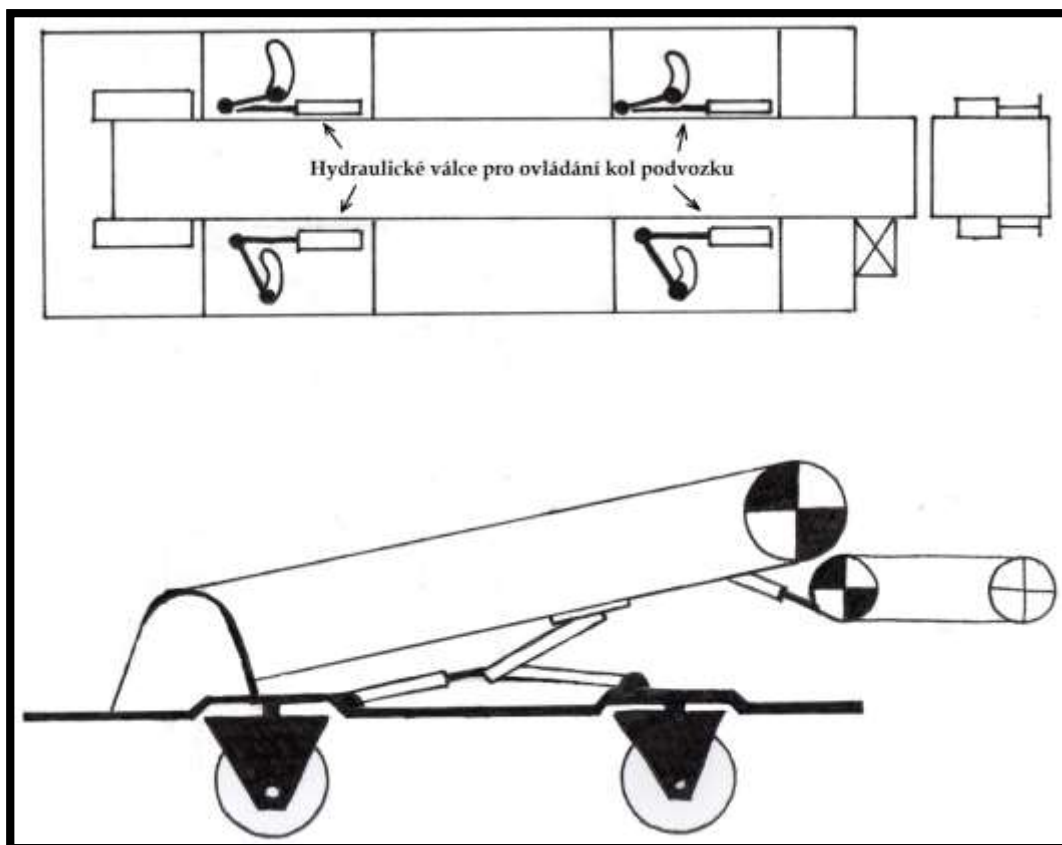


Obrázek 9 - Varianta č. 2

Konstrukční varianta se skládá z pásového dopravníku, vynašeče a podvozku stejně jako předchozí varianta. Rozdílné je použití elektrickou napájených zařízení pro pohon všech částí. Naklápění celého dopravníku i s vynašečem je realizováno pákou, jejíž spodní čep jezdí v drážce a je připevněn na aktuátor, který jím posunuje. Neustálé zajištění vodorovné polohy vynašeče a jeho prodloužení zajišťují rovněž aktuátory. Podvozek tvoří čtyři samostatně se natáčející kola. Jejich natočení zajišťuje řemenová nebo řetězová jednostupňová převodovka. Ta zaručí dostatečnou sílu pro natočení pneumatiky. Výhodou je, že mohou být použity i dvě kola vedle sebe, čímž se ale zvětší tření mezi pneumatikou a vozovkou. Toto lze velmi lehce vyřešit vhodnou úpravou převodovky. Připojení k tažnému zařízení je pak zajištěno hákem, umístěným na konci zařízení.

Pro toto zařízení není vhodné použití elektrických komponent v tak velké míře, kvůli jejich napájení. Nutností jsou kabely a jejich připojení do elektrické sítě. Vzhledem k nutné mobilitě by bylo na místě použití baterie nebo akumulátoru. Protože na mobilním pásovém dopravníku je spousta pohybujících se částí, baterií by muselo být několik a s velkou výdrží. Mobilní pásový dopravník, jak už název napovídá, je určen pro použití v chovných farmách. Je třeba tedy předpokládat vysokou prašnost prostředí a podle toho volit konstrukci. Nutností se tedy stávají kryty všech aktuátorů a elektromotorů. Na druhou stranu varianta je konstrukčně velmi jednoduchá. Odpadají veškeré problémy se synchronizací tlaku v souměrných hydraulických válcích. Taktéž není třeba složitě konstruovat pákový podvozek. Veškeré ovládání jak podvozku, tak aktuátorů, lze provádět dálkovým ovládáním z jednoho místa, např. z plošiny pro dělníky. Ekologicky je zařízení nezávadné, není nutné použití olejů a žádných jiných plnicích kapalin. Jednou z nevýhod je ovšem pořizovací cena. Díky velikosti aktuátorů a jejich počtu je jejich cena značná. Protože zařízení bude v provozu jen velmi zřídka, je cena hlavní překážkou ve volbě této varianty.

Varianta č. 3



Obrázek 10 - Varianta č. 3

Tato varianta je vlastně kombinací obou předchozích se snahou o eliminaci všech zásadních nevýhod a využitím všech výhod. Jako u obou předchozích variant je zařízení tvořeno pásovým dopravníkem, vynašečem a podvozkem. Nastavení úhlu pásového dopravníku je zajištěno pákou, která je ovládána hydraulickým válcem. Pro připojení vynašeče k dopravníku a jeho vodorovné stabilizaci je rovněž použita dvojice hydraulických válců, stejně jako pro prodloužení vynašeče.

Podvozek tvoří čtyři samostatně ovládaná kola. Ovládání je zajištěno hydraulickým válcem pro každé kolo zvlášť. Hydraulický válec zajišťuje dostatečnou sílu pro překonání tření mezi pneumatikou a vozovkou. Nastavený rozsah otáčení je 90° .

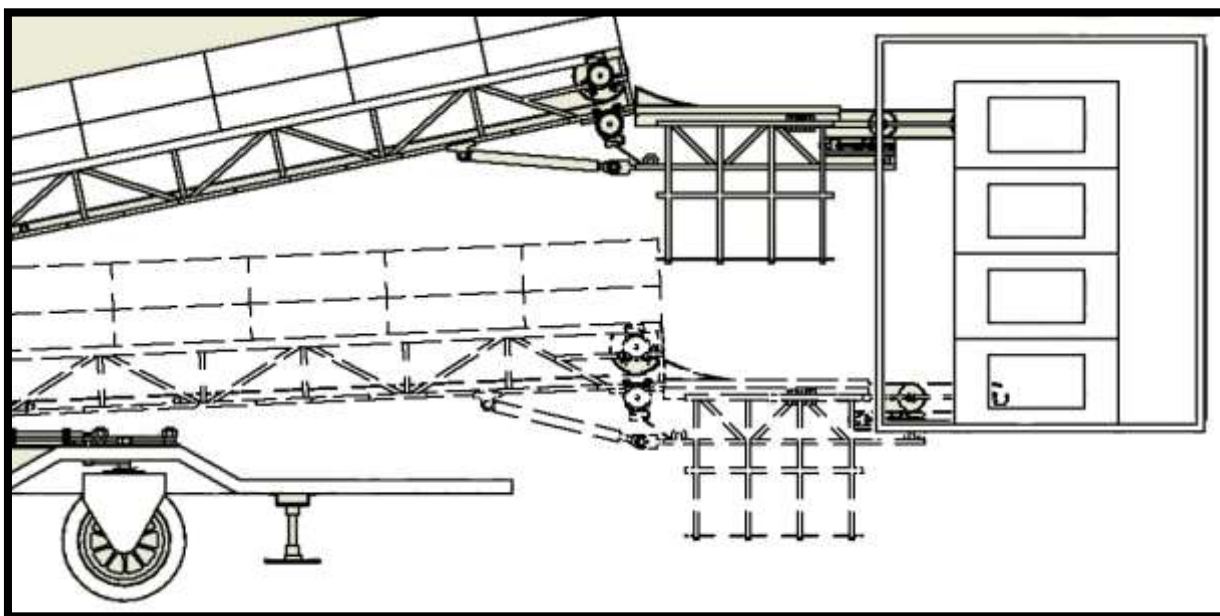
Nutností je samozřejmě dokonalá synchronizace válců mezi sebou. Tím, že je každé kolo ovládáno zvlášť, se zlepšují i manévrovací schopnosti zařízení, které se stávají výhodou zejména ve stísněných prostorech. Ekologické hledisko u této varianty je stejné jako u varianty č. 1. Stále je zde riziko vytečení kapaliny mimo hydraulický obvod. Toto se vyřeší vhodnou izolací hydraulických hadic a zpevněním zásobníku kapaliny. Finanční stránka bude velmi podobná jako u varianty č. 1.

2. Praktická část

2.1 Pásový dopravník

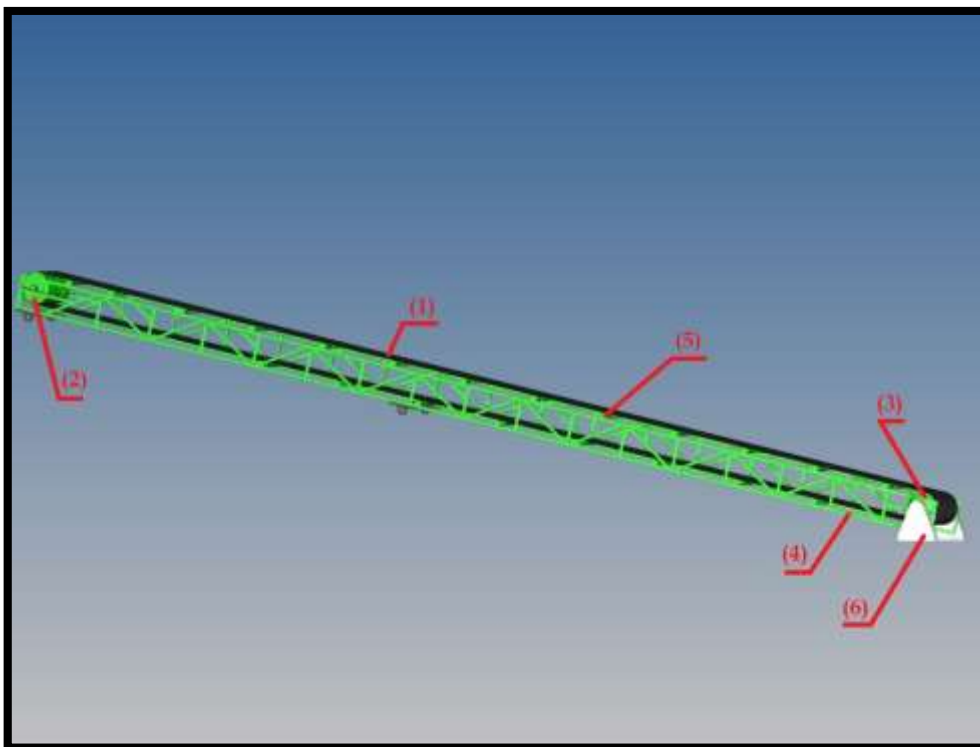
2.1.1 Konstrukce a hlavní funkce pásového dopravníku

Pásový dopravník umístěný na tomto zařízení slouží jako první fáze dopravy drůbeže. Zároveň spolu s teleskopickým hydraulickým válcem zajišťují dostupnost do všech klenčí umístěných v nákladním prostoru automobilu. Dosah do jednotlivých krajních klenčí je graficky zobrazen na obrázku 11. Grafické znázornění nákladního prostoru odpovídá svojí velikostí i umístěním v prostoru běžnému nákladnímu vozidlu.



Obrázek 11 - Dosah zařízení

Hlavní části jsou zobrazeny na obrázku 12. Hlavní částí pásového dopravníku je dopravní pás (1). Ten je umístěn mezi hnacím (2) a hnaným (3) bubnem. Bubny jsou pomocí ložiskových domků připojeny k příhradové konstrukci (4), která tvoří bočnice a zároveň je nosným prvkem. V horní větvi dopravníku jsou umístěny podpěrné válečky (5) o rozteči 1 m. Stejně podpěrné válečky jsou umístěny i v dolní větvi pásového dopravníku. Tady však mají rozteč 1,5 m. K základně je pásový dopravník připojen konzolami (6).



Obrázek 12 - Pásový dopravník

2.1.2 Výpočet pásového dopravníku

Výpočet pásového dopravníku je proveden metodou podle ČSN 26 3102 a ČSN ISO 5048 v kombinaci s graficko-početní metodou.

Volba dopravníkového pásu – pro pásový dopravník jsem zvolil pás od firmy Gumex s označením 250/2 o šířce 650 mm a tloušťce 5,8 mm. Jde o pryžový pás určený pro všeobecné použití. Je velmi odolný proti opotřebení s pevností v tahu 250 N/mm. Bližší parametry pásu jsou uvedeny v tabulce 1.

Obj. kód	Typ / počet vložek	Šířka (mm) / krycí vrstvy (mm) / kategorie	Síla (mm)	Minimální průměr hnacího bubnu (mm)	Hmotnost (kg/bm)	Balení (info)	Jednotka (Mj.)
0865041	EP 250/2	400 / 3+2 / AA	6,8	200	3,7	100/200/400	bm
0865042	EP 250/2	400 / 3+1 / AA	5,8	200	3,7	100/200/400	bm
0865049	EP 250/2	500 / 3+1 / AA	5,8	200	4,48	100	bm
0865050	EP 250/2	500 / 3+2 / AA	6,8	200	4,48	100/200/400	bm
0865054	EP 250/2	500 / 3+2 / A	6,8	200	4,48	100/200/400	bm
0865064	EP 250/2	650 / 3+1 / AA	5,8	200	5,3	100/200/400	bm
0865066	EP 250/2	650 / 3+2 / AA	6,8	200	6	100/200/400	bm
0865067	EP 250/2	650 / 3+2 / A	6,8	200	6	100/200	bm
0865080	EP 250/2	800 / 3+2 / AA	6,8	200	7,4	100/200/400	bm
0865081	EP 250/2	800 / 3+1 / AA	5,8	200	6,8	100/200/400	bm

Tabulka 1 - Katalog pásu Gumex

Volba rychlosti pásu – rychlost pásu je dána zadanou rychlostí přepravy, která je $v = \frac{1m}{sec}$

Výpočet měrné dopravní hmotnosti dopravovaného materiálu:




$$m_Q = \frac{Q}{3,6 \cdot v} = \frac{3,6 \cdot q \cdot v}{3,6 \cdot v} = q = S \cdot \rho_s \cdot k_\varphi = \frac{V}{L} \cdot \rho_s \cdot k_\varphi = \frac{m}{\rho_s \cdot L} \cdot \rho_s \cdot k_\varphi = \frac{m}{L} \cdot k_\varphi =$$

$$\frac{25}{0,5} \cdot 1 = 50 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad (1)$$

Hmotnost pásu je zvolena z katalogu firmy Gumex: $m_p = 5,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$ z katalogu

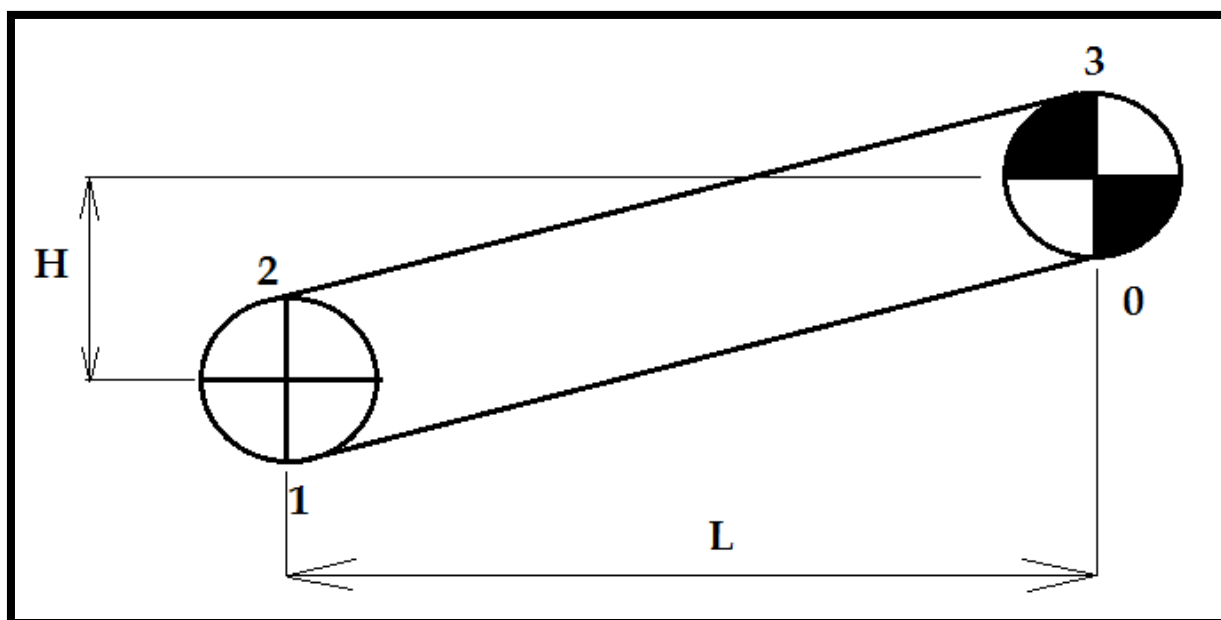
Hmotnost válečků - pro pásový dopravník jsem zvolil hladké válečky od firmy Transroll o $\varnothing 63$. Jejich specifikace je v tabulce 2.

$$m_v = \frac{n_{vh} \cdot m_{vh}}{t_h} + \frac{n_{vd} \cdot m_{vd}}{t_d} = \frac{1 \cdot 3,6}{1} + \frac{1 \cdot 3,6}{1,5} = 5,33 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad (2)$$

Pro typ stolice a šířku pásu			Název – rozměr: Vál. hl. 63×L/6204	Rozměry [mm]		Hmotnost [kg]	
				L1	L2	rot. dílů	celková
		400	63×160 / 6204	168	186	1,0	1,6
		500	63×200 / 6204	208	226	1,2	1,9
		400	63×250 / 6204	258	276	1,4	2,2
		500	63×315 / 6204	323	341	1,7	2,7
		650	63×380 / 6204	388	406	2,0	3,1
400			63×500 / 6204	508	546	2,5	4,0
500			63×600 / 6204	608	646	2,9	4,7
650			63×750 / 6204	758	796	3,6	5,7
800			63×950 / 6204	958	996	4,5	7,1

Tabulka 2 - Válečky Transroll

Výpočet tahů v dopravním pásu:



Obrázek 13 - Schéma pásového dopravníku

$$T_0 = F_{od} \quad (3)$$

$$T_1 = T_0 + (m_p + m_v)gL - m_p gH = T_0 + (5,3 + 5,3) \cdot 9,81 \cdot 0,02 \cdot 12,6 - 5,3 \cdot 9,81 \cdot 2,55 = T_0 - 106,4 \text{ N} \quad (4)$$

$$T_2 = T_1 + F_B = T_0 - 106,4 + 500 = T_0 + 393,6 \text{ N} \quad (5)$$

$$T_3 = T_2 + (m_p + m_Q + m_v)gL + (m_p + m_Q)gH = T_2 + (5,3 + 5,3 + 50) \cdot 9,81 \cdot 0,02 \cdot 12,6 + (5,3 + 50) \cdot 9,81 \cdot 2,55 = T_0 + 393,6 + 1533 = F_{OD} + 1926,6 \text{ N} \quad (6)$$

w – měrný pohybový odpor dopravníku se určí z délky dopravníku; pro dopravníky kratší než 80 m je měrný pohybový odpor roven globálnímu součiniteli tření $f = 0,02$

Stanovení předpětí v pásu:

Minimální tah v pásu v horní větvi:

$$T_{min,h} = \frac{t_1 \cdot (m_p + q) \cdot g}{8 \cdot \gamma_{max}} = \frac{1 \cdot (5,3 + 50) \cdot 9,81}{8 \cdot 0,02} = 3390 \text{ N} \quad (7)$$

Minimální tah v pásu v dolní větvi:

$$T_{min,d} = \frac{t_2 \cdot m_p \cdot g}{8 \cdot \gamma_{max}} = \frac{1,5 \cdot 5,3 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,02} = 487,5 \text{ N} \quad (8)$$

Z horní i dolní větve je vybrán bod s největší tahovou silou, ta musí splňovat podmínku, že je větší než minimální tah pro danou větev.

$$T_0 = F_{od} \geq T_{min,d} \Rightarrow 487,5 \text{ N}$$

$$T_3 = F_{od} + 1926,6 \text{ N} \geq T_{min,h} \Rightarrow F_{od} = T_{min,h} - 1926,6 \text{ N} = 3390 - 1926,6 \\ = 1463,4 \text{ N}$$

Minimální odbíhající síla z poháněcího bubnu se vypočte jako rozdíl obou vybraných tahových sil:

$$F_{od,min} = T_3 - T_0 = 1463,4 - 487,5 = 975,9 \text{ N} \quad (9)$$

Předpětí v páse musí být větší než minimální odbíhající síla:

$$F_{od} \geq F_{od,min} = 1500 \text{ N} \quad (10)$$

Pro výpočet skutečných tahových sil je nutno spočítat dodatečné odpory a přičíst je k minimální odbíhající síle a spočítaným tahům v jednotlivých místech dopravníku.

Odpor setrvačných sil v oblasti urychlování materiálů -

$$F_{N1} = q \cdot v \cdot (v - v_0) = 50 \cdot 1 \cdot 1 = 50 \text{ N} \quad (11)$$

Odpor na nepoháněném bubnu (ohyb pásu a odpor ložisek): $F_B = 500 \text{ N}$

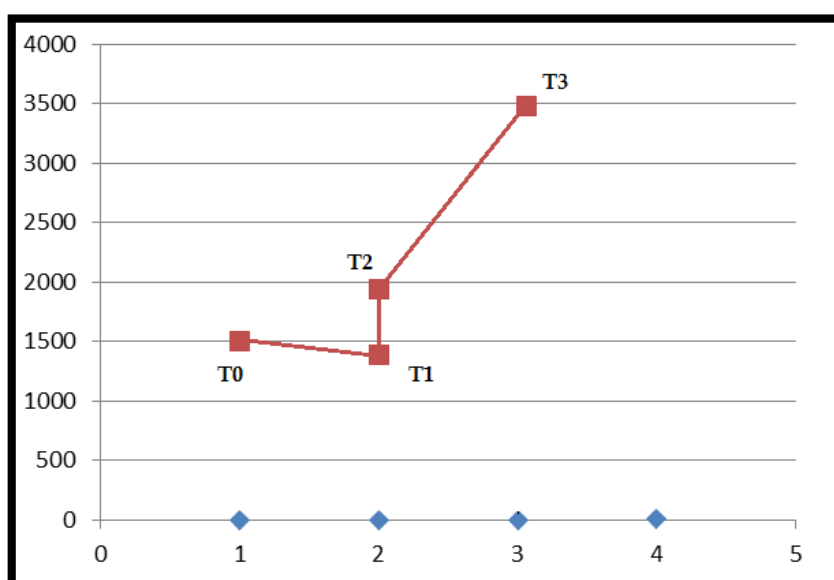
Výsledný průběh tahových sil v páse:

$$T_{0,S} = F_{od} = 1500 \text{ N}$$

$$T_{1,S} = F_{od} - 106,4 = 1500 - 106,4 = 1393,6 \text{ N}$$

$$T_{2,S} = F_{od} + F_{N1} + 393,6 = 1500 + 50 + 393,6 = 1943,6 \text{ N}$$

$$T_{3,S} = F_{od} + F_{N1} + 1926,6 = 1500 + 50 + 1926,6 = 3476,6 \text{ N}$$



Graf 1 - Grafické znázornění průběhu sil

Po spočtení skutečných tahů v pásu je nutno vypočítat potřebný výkon elektromotoru. Dále se provede kontrola na přetržení dopravního pásu a měrný tlak mezi pásem a bubnem.

Maximální obvodová síla hnacího bubnu – je to vlastně přenosová schopnost bubnu, tedy síla, kterou je buben schopen přenést při daném tření a velikosti opásání bubnu

$$F_{max} = F_{od} \cdot (e^{\mu\alpha_s} - 1) = 1500 \cdot (e^{0,35 \cdot 14} - 1) = 2968,5 \text{ N} \quad (12)$$

μ – součinitel tření mezi pásem a bubnem se určuje podle druhu tření (suché, mokré) a podle druhů materiálů, které se třou o sebe. Zvoleno suché mazání hladké oceli a gumy $\mu = 0,35$.

$\widehat{\alpha_s}$ – opásání bubnu v obloukové míře, $180^\circ = 3,14$

Obvodová síla hnacího bubnu v ustáleném stavu F:

$$F = F_{nab} - F_{od} = 3476,6 - 1500 = 1976,6 \text{ N} \quad (13)$$

Statická bezpečnost proti prokluzu tažného prvku

$$k_{b1} = \frac{F_{max}}{F} = \frac{2968,5}{1976,6} = 1,5 \quad (14)$$

Pro pásové dopravníky je doporučeno, aby statická bezpečnosti byla $k_{b1} \geq 1,3$.

Kontrola měrného tlaku mezi dopravním pásem a poháněcím bubnem:

$$p = \frac{F_{nab} + F_{od}}{D_b \cdot B} \cdot 10^{-6} = \frac{3476,6 + 1500}{0,216 \cdot 0,65} \cdot 10^{-6} = 0,03 \text{ MPa} \quad (15)$$

Dovolený tlak je $p_{DOV} = 0,15 \text{ MPa}$.

$$p \leq p_{DOV} \quad (16)$$

Kontrola vyhovuje.

Kontrola maximální tahové síly v dopravním páse:

$$T_{max} = T_{3,S} = 3476,6 \text{ N}$$

$$T_{DOV} = B \cdot \sigma_{dov} = 650 \cdot 250 = 162\,500 \text{ N} \quad (17)$$

$$T_{max} \leq T_{DOV}$$

Potřebný provozní výkon pohonu

TYP	LEISTUNG / POWER	GESCHWINDIG- KEIT / BELT SPEED	DREHZAHL / ROTATION SPEED	BANDZUG- KRAFT / BELT PULL	TROMMEL MOMENT / TORQUE	STROMAUF- NAHME BEI / POWER INPUT AT 400V / 50Hz	TROMMEL- LÄNGE / DRUM LENGTH L min.	GEWICHT / WEIGHT
	P2	v	n2	F	T2			L=500mm
	[kW]	[m/s]	[1/min]	[N]	[Nm]	[A]	[mm]	[kg]
TM216.1	3,00 4-polig	0,84	75	2610	282	6,60	450	59,0
		1,15	102	1909	206			57,0
		1,32	117	1665	180			
		1,69	150	1300	140			
		2,12	187	1038	112			

Tabulka 3 - Specifikace bubnového motoru

$$P = k_{b2} \cdot \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \eta} = 1,15 \cdot \frac{1976,6 \cdot 1}{1000 \cdot 0,9} = 2,52 \text{ kW} \quad (18)$$

k_{b2} – je součinitel současnosti elektromotoru, který se pohybuje v rozmezí (1,1 - 1,2)

η – účinnost poháněcí stanice se pohybuje v rozsahu (0,85 - 0,95)

Poháněcí stanice je realizována bubnovým motorem od firmy Rollcontech [10]. Jeho specifikace jsou v tabulce 2. Standartní délka bubnu je sice uvedena jako 450 mm, firma má však na stránkách uvedeno že buben je možno vyrobit až do délky 2000 mm. Pro pásový dopravník je použit buben o délce 700 mm. Potřebný výkon pro rozpohybování a provozování pásového dopravníku je 2,52 kW. Z katalogu byl vybrán buben o výkonu 3 kW. Výkon je o 1/6 vyšší než je potřeba, je tedy vždy zaručeno rozběhnutí pásového dopravníku. Díky použití bubnového motoru není potřeba dodatečná převodovka ani brzda.

Napínání pásového dopravníku je realizováno dvojicí napínacích šroubů umístěných na straně hnacího bubnu. Šrouby ložiskových domků, ve kterých je buben uložen, jezdí v drážkách, které jsou vypáleny do příhradové konstrukce. Pomocí dotažení napínacího šroubu se tedy dopravní pás napne do požadovaného stavu.

2.2 Vynašeč

2.2.1 Konstrukce vynašeče a jeho funkce

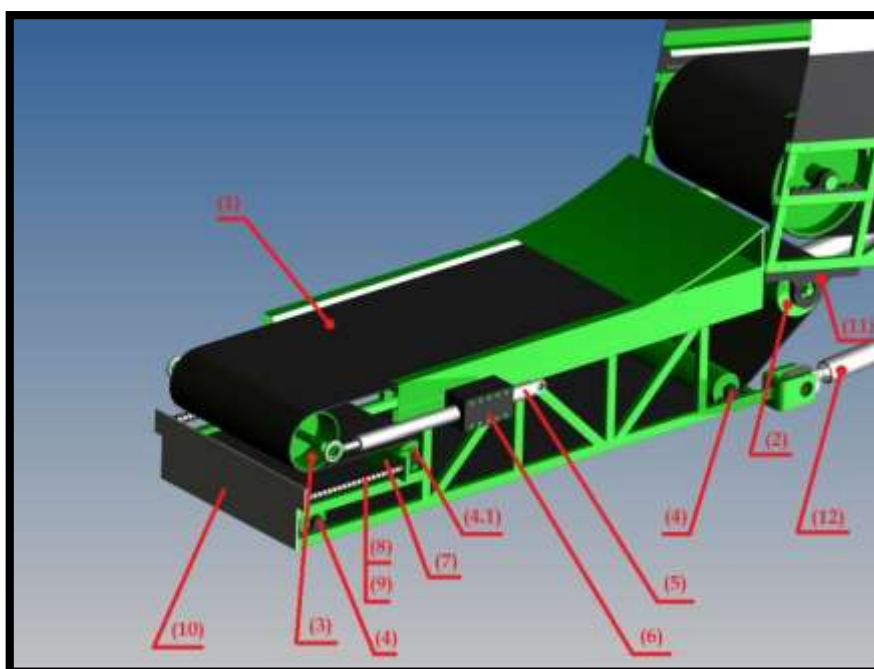
Vynašeč je koncovou částí zařízení. Je to vlastně krátký pásový dopravník, jehož hlavní funkcí je překonat vzdálenost mezi pásovým dopravníkem a klecemi naskládanými v nákladním prostoru automobilu.

Této funkce je docíleno jeho konstrukcí, která je zobrazena na obrázku 16. Hlavní částí vynašeče je dopravní pás (1). Ten je umístěn mezi poháněcím (2) a koncovým (3) bubnem pro horní větev a mezi třemi menšími vodícími bubny (4) pro spodní větev. Koncový buben je uložen mezi dvěma hydraulickými válci (5). Hydraulické válce jsou připevněny k příhradové konstrukci pomocí přípojek (6).

Přípojka je vlastně obdélníkový kus oceli, ve kterém je vyvrtána díra o průměru hydraulického válce. Tento kus je podélně rozříznut na polovinu. Do jedné poloviny jsou vyvrtány díry pro šrouby, kterými se přípojka připevní k příhradové konstrukci. Mezi dvě poloviny se vloží hydraulický válec a pevně se stáhnou dohromady pomocí šroubů.

Koncové hřídele prvního vodícího bubnu (4.1) jsou umístěny v ložiskových domcích a ty na podložné desce (7). Podložná deska je vedena vodícími tyčemi (8), na kterých jsou umístěny pružiny (9). Vodící tyče jsou na konci přišroubovány k desce (10), která slouží jako opěra pro vodící tyče a taky jako přední kryt vynašeče.

Vynašeč je k pásovému dopravníku připojen jednak přímo poháněcím bubnem (2) umístěného v ložiskových domcích (11), které jsou přišroubovány k příhradové konstrukci dopravníku, a také hydraulickými válci (12), jež plní zároveň vyrovnávací funkci, tj. udržují vynašeč neustále ve vodorovné poloze.



Obrázek 14 - Popis částí vynašeče

Hlavní funkcí vynašeče je prodloužit délku své nosné větve. Toho je dosaženo vysunutím hydraulických válců. Při jejich vysouvání se pružina lineárně smršťuje. Při povolení tlaku v hydraulickém válci a jeho vracení se zpět do základní polohy se pružina opět natahuje. Pružina, která v klidovém stavu hydraulického válce funguje jako napínací stanice, musí při poklesu tlaku vyvinout větší sílu než dopravní pás, tj. více než 2,4 kN.

Součástí vynašeče je také plošina pro obsluhu. Je svařena z dutých obdélníkových profilů, které jsou připojeny šrouby k příhradové konstrukci vynašeče. Na profilech je položen plech nebo mříž, který tak tvoří nosnou část plošiny. Na plošině je rovněž umístěn dálkový ovladač pro všechny hydraulické součásti zařízení. Plošina je zobrazena na obrázku 18.

2.2.2 Výpočet vynašeče

Výpočet vynašeče je stejně jako pásový dopravník proveden metodou podle ČSN 26 3102 a ČSN ISO 5048 v kombinaci s graficko-početní metodou.

Volba dopravníkového pásu – pro vynašeč je zvolen stejný pás jako pro pásový dopravník od firmy Gumex s označením 250/2 o šířce 650 mm a tloušťce 5,8 mm. Jde o pryžový pás určený pro všeobecné použití. Je velmi odolný proti opotřebení s pevností v tahu 250 N/mm. Bližší parametry pásu jsou uvedeny v tabulce 1 v kapitole 2.1.2 Výpočet pásového dopravníku.

Volba rychlosti pásu – rychlost pásu je dána zadanou rychlostí přepravy, která je $v = \frac{1m}{sec}$

Výpočet měrné dopravní hmotnosti dopravovaného materiálu:

$$m_Q = \frac{Q}{3,6 \cdot v} = \frac{3,6 \cdot q \cdot v}{3,6 \cdot v} = q = S \cdot \rho_s \cdot k_\varphi = \frac{V}{L} \cdot \rho_s \cdot k_\varphi = \frac{m}{\rho_s \cdot L} \cdot \rho_s \cdot k_\varphi = \frac{m}{L} \cdot k_\varphi =$$

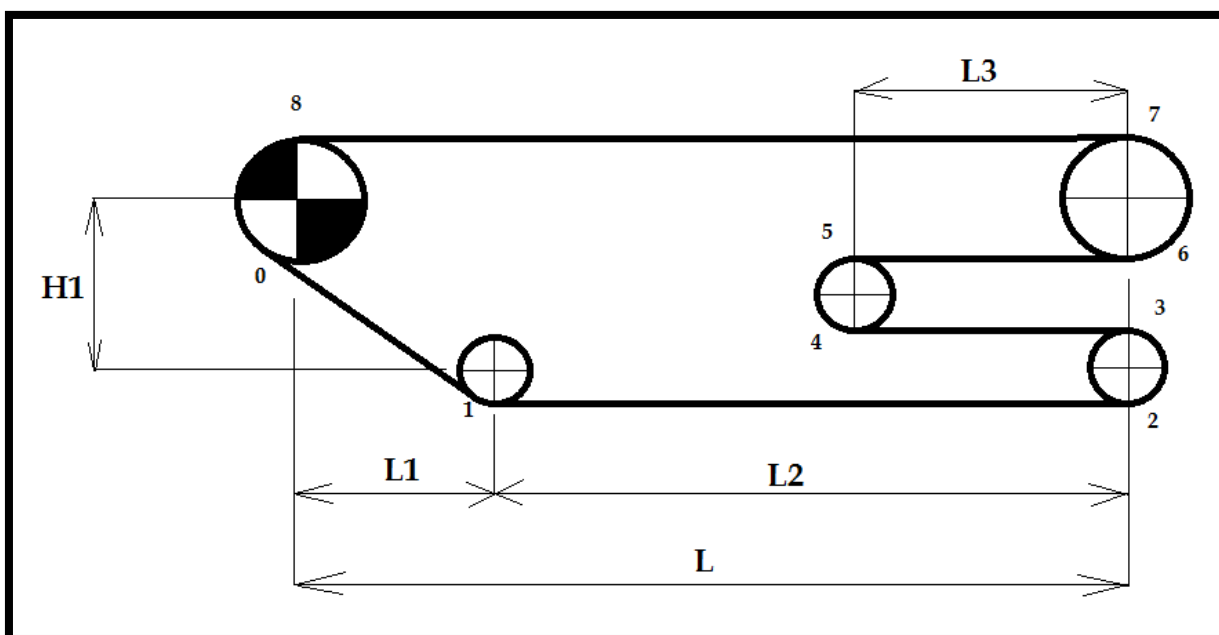
$$\frac{25}{0,5} \cdot 1 = 50 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad (19)$$

Hmotnost pásu je zvolena z katalogu firmy Gumex: $m_p = 5,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$ z katalogu

Hmotnost válečků – pro vynašeč jsou zvoleny stejné válečky jako u pásového dopravníku

$$m_v = \frac{n_{vh} \cdot m_{vh}}{t_h} + \frac{n_{vd} \cdot m_{vd}}{t_d} = \frac{2 \cdot 3,6}{0,4} + \frac{0 \cdot 3,6}{0} = 16 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad (20)$$

Výpočet tahů v dopravním pásu:



Obrázek 15 - Schéma vynašeče

$$T_0 = F_{od} \quad (21)$$

$$T_1 = T_0 + m_p g w L_1 - m_p g H = T_0 + 5,3 \cdot 9,81 \cdot 0,02 \cdot 0,4 - 5,3 \cdot 9,81 \cdot 0,27 = T_0 - 13,62 N \quad (22)$$

$$T_2 = T_1 + m_p w L_2 g = T_0 - 13,62 + (5,3 \cdot 0,02 \cdot 1,7 \cdot 9,81) = T_0 - 11,86 N \quad (23)$$

$$T_3 = T_2 = T_0 - 11,86 N \quad (24)$$

$$T_4 = T_3 + m_p w g L_3 = T_0 - 11,86 + (5,3 \cdot 0,02 \cdot 9,81 \cdot 0,5) = T_0 - 11,32 N \quad (25)$$

$$T_5 = T_4 = T_0 - 11,32 N \quad (26)$$

$$T_6 = T_5 + m_p w g L_3 = T_0 - 11,32 + (5,3 \cdot 0,02 \cdot 9,81 \cdot 0,5) = T_0 - 10,78 N \quad (27)$$

$$T_7 = T_6 = T_0 - 10,48 N \quad (28)$$

$$T_8 = T_7 + (m_p + m_v + q) \cdot w \cdot L \cdot g = T_0 - 10,48 + (5,3 + 16 + 50) \cdot 0,02 \cdot 2,6 \cdot 9,81 = T_0 + 25,9 N \quad (29)$$

w – měrný pohybový odpor dopravníku se určí z délky dopravníku; pro dopravníky kratší než 80 m je měrný pohybový odpor roven globálnímu součiniteli tření $f = 0,02$

Pro výpočet skutečných tahových sil je nutno spočítat dodatečné odpory a přičíst je k minimální odbíhající síle a spočítaným tahům v jednotlivých místech dopravníku.

Stanovení předpětí v páse:

Minimální tah v pásu v horní větvi:

$$T_{min,h} = \frac{t_1 \cdot (m_p + q) \cdot g}{8 \cdot y_{max}} = \frac{0,4 \cdot 5,3 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,02} = 1356,2 \text{ N} \quad (30)$$

Minimální tah v pásu v dolní větvi:

$$T_{min,d} = \frac{t_2 \cdot m_p \cdot g}{8 \cdot y_{max}} = \frac{0,5 \cdot 3 \cdot 9,81}{8 \cdot 0,02} = 0 \text{ N} \quad (31)$$

$$T_0 = F_{od} \geq T_{min,d} = 0 \text{ N}$$

$$T_8 = F_{od} + 25,9 \text{ N} \geq T_{min,h} \Rightarrow F_{od} = T_{min,h} - 25,9 \text{ N} = 1356,2 - 25,9 = 1330 \text{ N}$$

Minimální odbíhající síla z poháněcího bubnu:

$$F_{od,min} = T_8 - T_0 = 1330 - 0 = 1330 \text{ N} \quad (32)$$

Předpětí v páse musí být větší než minimální odbíhající síla:

$$F_{od} \geq F_{od,min} = 1330 \text{ N}$$

Odpor setrvačných sil v oblasti urychlování materiálů -

$$F_{N1} = q \cdot v \cdot (v - v_0) = 50 \cdot 1 \cdot 1 = 50 \text{ N} \quad (33)$$

Odpor na nepoháněném bubnu (ohyb pásu a odpor ložisek) : $F_B = 500 \text{ N}$

Výsledný průběh tahových sil v páse:

$$T_{0,s} = F_{od} = 1330 \text{ N}$$

$$T_{1,s} = T_0 - 13,62 \text{ N} = 1330 - 13,62 = 1316,38 \text{ N}$$

$$T_{2,s} = T_0 - 11,86 \text{ N} = 1330 - 11,86 = 1318,14 \text{ N}$$

$$T_{3,s} = T_2 = T_0 + F_B - 11,86 \text{ N} = 1330 + 500 - 11,86 = 1818,14 \text{ N}$$

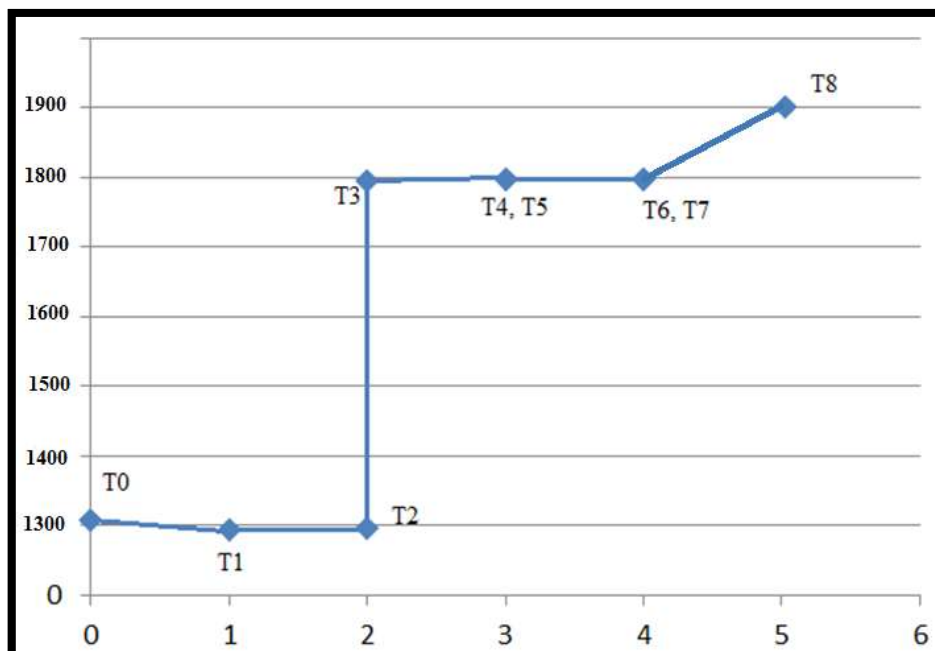
$$T_{4,s} = T_0 + F_B - 11,32 \text{ N} = 1330 + 500 - 11,32 = 1818,68 \text{ N}$$

$$T_{5,s} = T_4 = T_0 + F_B - 11,32 \text{ N} = 1330 + 500 - 11,32 = 1818,68 \text{ N}$$

$$T_{6,s} = T_0 + F_B - 10,78 \text{ N} = 1330 + 500 - 10,78 = 1819,22 \text{ N}$$

$$T_{7,s} = T_6 = T_0 + F_B - 10,48 \text{ N} = 1330 + 500 - 10,48 = 1819,52 \text{ N}$$

$$T_{8,s} = T_0 + F_B + F_{N1} + 25,9 \text{ N} = 1330 + 500 + 50 + 25,9 = 1905,9 \text{ N}$$



Graf 2 - Grafické znázornění průběhu sil

Po spočtení skutečných tahů v pásu je nutno vypočítat potřebný výkon elektromotoru. Dále se provede kontrola na přetržení dopravního pásu a měrný tlak mezi pásem a bubnem.

Maximální obvodová síla hnacího bubnu – je to vlastně přenosová schopnost bubnu, tedy síla, kterou je buben schopen přenést při daném tření a velikosti opásání bubnu

$$F_{max} = F_{od} \cdot (e^{\mu\alpha_s} - 1) = 1330 \cdot (e^{0,35 \cdot 3,14} - 1) = 2646,7 \text{ N} \quad (34)$$

μ – součinitel tření mezi pásem a bubnem se určuje podle druhu tření (suché, mokré) a podle druhů materiálů, které se třou o sebe. Zvoleno suché mazání hladké oceli a gumy $\mu = 0,35$

$\widehat{\alpha_s}$ – opásání bubnu v obloukové míře, $180^\circ = 3,14$

Obvodová síla hnacího bubnu v ustáleném stavu F:

$$F = F_{nab} - F_{od} = 1905,9 - 1330 = 575,7 \text{ N} \quad (35)$$

Statická bezpečnost proti prokluzu tažného prvku

$$k_{b1} = \frac{F_{max}}{F} = \frac{2646,7}{575,7} = 4,59 \quad (36)$$

Pro pásové dopravníky je doporučeno, aby statická bezpečnost byla $k_{b1} \geq 1,3$. Protože vynašeč je vlastně též krátký pásový dopravník, podmínka se na něj vztahuje také.

Kontrola měrného tlaku mezi dopravním pásem a poháněcím bubnem:

$$p = \frac{F_{nab} + F_{od}}{D_b \cdot B} \cdot 10^{-6} = \frac{2646,7 + 575,7}{0,216 \cdot 0,65} \cdot 10^{-6} = 0,002 \text{ MPa} \quad (37)$$

Dovolený tlak je $p_{DOV} = 0,15 \text{ MPa}$.

$$p \leq p_{DOV} \quad (38)$$

Kontrola vyhovuje.

Kontrola maximální tahové síly v dopravním páse:

$$T_{max} = T_{3,S} = 2646,7 \text{ N}$$

$$T_{DOV} = B \cdot \sigma_{dov} = 650 \cdot 250 = 162\,500 \text{ N} \quad (39)$$

$$T_{max} \leq T_{DOV}$$

Potřebný provozní výkon pohonu

Typ	LEISTUNG / POWER	GESCHWINDIG- KEIT / BELT SPEED	DREHZAHL / ROTATION SPEED	BANDZUG- KRAFT / BELT PULL	TROMMEL MOMENT / TORQUE	STROMAUF- NAHME BEI / POWER INPUT AT 400V / 50Hz	TROMMEL- LÄNGE / DRUM LENGTH L min.	GEWICHT / WEIGHT
	P2	v	n2	F	T2			L=500mm
	[kW]	[m/s]	[1/min]	[N]	[Nm]	[A]	[mm]	[kg]
TM216.0	0,75 6-polig	0,33	29	2251	243	2,20	400	50
		0,40	36	1854	200			
		0,48	43	1549	167			
		0,57	51	1309	141			
		0,67	59	1115	120			
		0,79	69	954	103			
		0,93	82	804	87			
		1,13	100	662	71			
		1,36	120	553	60			
		1,60	142	468	51			
		1,88	167	398	43			
		2,20	195	341	37			

Tabulka 4 - Specifikace bubnového motoru

$$P = k_{b2} \cdot \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \eta} = 1,15 \cdot \frac{575,7 \cdot 1}{1000 \cdot 0,9} = 0,63 \text{ kW} \quad (40)$$

k_{b2} – je součinitel současnosti elektromotoru, který se pohybuje v rozmezí (1,1 - 1,2)

η – účinnost poháněcí stanice se pohybuje v rozsahu (0,85 - 0,95)

Poháněcí stanice je stejně jako u pásového dopravníku realizována bubnovým motorem od firmy Rollcontech [10]. Jeho specifikace jsou v tabulce 3. Standartní délka tohoto bubnového pohonu je 400 mm. Stejně jako v případě pásového dopravníku je použit buben o délce 700 mm. Délku je možno prodloužit díky možnostem firmy, která bubnové pohony vyrábí až do délky 2000 mm. Potřebný výkon pro rozpohybování a provozování pásového dopravníku je 0,63 kW. Z katalogu byl vybrán buben o výkonu 0,75 kW. Výkon je vyšší než

je potřeba, je tedy vždy zaručeno rozběhnutí pásového dopravníku. Díky použití bubnového motoru není potřeba dodatečná převodovka ani brzda.

Jako napínací zařízení slouží lineární pružina. Díky konstrukci a požadované délce vysunutí vynašeče je prostor pro pružinu omezený. Proto nebylo možné vybrat standardní pružinu z katalogu a je nutno ji vyrobit. Její výpočet je proveden níže.

2.2.3. Výpočet pružiny

Síla působící na pružinu v nezátíženém stavu je tahová síla $T_{5,s} = 1818,67 \cong 1820 \text{ N} = F_1$

Materiálem pro pružinu je standardní pružinová ocel 12 090. Ve výpočtu jsou použity její parametry – mez pevnosti $R_m = 1500 \text{ MPa}$, modul pružnosti $G = 8300 \text{ MPa}$.

Předběžný výpočet drátu je určen z podmínky v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dm} \Rightarrow \tau_k = \frac{F_1 \cdot \frac{D_{pr}}{2}}{\frac{\pi}{16} d_{pr}^3} \Rightarrow d' = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F_1 \cdot D}{\pi \cdot \tau_{Dm}}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 1820 \cdot 45}{3,14 \cdot 900}} = 5,14 \text{ mm} \quad (41)$$

$$\text{Dovolené napětí v drátu: } \tau_{Dm} = 0,6 R_m = 0,6 \cdot 1500 = 900 \text{ MPa} \quad (42)$$

Volím průměr drátu 5 mm.

$$\text{Vnější průměr pružiny: } D_{1,pr} = D_{pr} + d_{pr} = 45 + 5 = 50 \text{ mm} \quad (43)$$

Posledním požadavkem na pružinu je její maximální stlačení, které udává vysunutí vynašeče. Toto stlačení musí být minimálně 500 mm.

Vzhledem ke značně nestandardním zadaným hodnotám je pro výpočet pružiny použit program volně přístupný na internetových stránkách www.e-konstrukter.cz. Tyto stránky umožňují výpočet pružiny podle různých variant zadaných hodnot.

NÁVRH TLACNÉ PRUŽINY - DLE ROZMĚRŮ

Pro výpočet je uvažovaný materiál - pružinová ocel

Vstupní parametry

d průměr drátu: 5 mm D₁ vnější průměr pružiny: 50 mm

ko vnější délka pružiny: 850 mm n počet čarových závitů: 60

VÝPOČÍT

Výstupní hodnoty

• tuhost pružiny: 1.16305 N/mm F_x max. síla pružiny: 628.0524 N

• max. smykové napětí v drátu: 732.38299 MPa l_a max. stlačení pružiny: 540 mm

• délka drátu pružiny: 8807.5 mm

Obrázek 16 - Výpočet pružiny

Maximální síla pružiny F_8 musí být vyšší než je tahová síla vyvozená pásem, aby pružina fungovala jako napínací zařízení. Maximální stlačení pružiny je 540 mm, což je ještě o 40 mm více než je požadované vysunutí. Maximální smykové napětí v drátu nesmí překročit dovolené napětí $\tau_{Dm} = 900 \text{ MPa}$. Všechny podmínky jsou splněny, pružina vyhovuje.

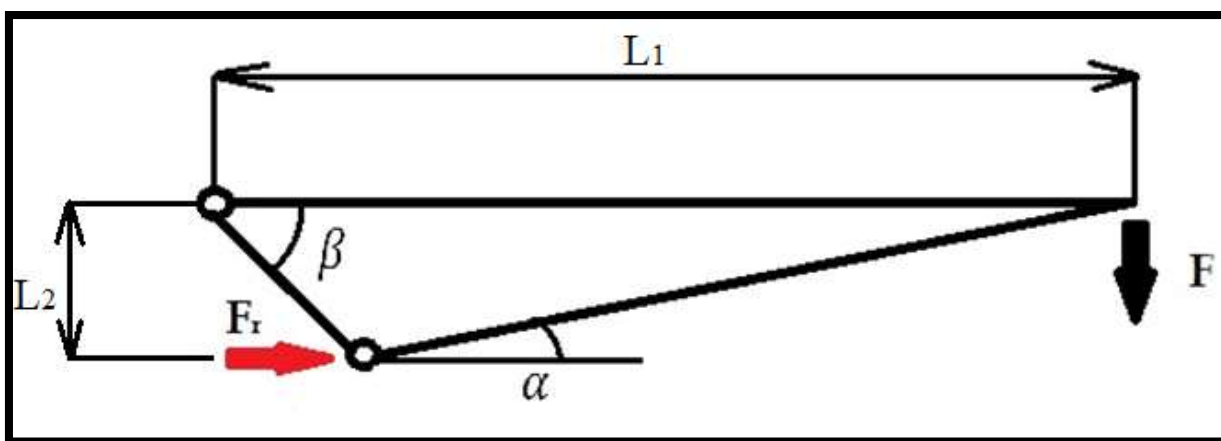
2.3 Výpočet velikosti hydraulických válců

2.3.1 Výpočet stabilizačního hydraulického válce

Parametry pro výpočet:

$$L_{1,vyn} = 2000 \text{ mm} \quad \alpha = 9^\circ \quad F_{vyn} = 4000 \text{ N}$$

$$L_{2,vyn} = 275 \text{ mm} \quad \beta = 45^\circ$$



Obrázek 17 - Zjednodušené schéma vynašeče

Vstupní hodnota síly pro tento výpočet je určena z hmotnosti vynašeče a dvou dělníků (90 kg/osoba), kteří stojí na plošině.

Určení hmotnosti:

- dopravníkový pás vynašeče $6,5 \text{ m} \cdot 5,3 \text{ kg/m} = 34,5 \text{ kg}$
- hmotnost dvou obsluhujících osob $2 \cdot 90 \text{ kg} = 180 \text{ kg}$
- dopravníkové válečky Transroll $5 \text{ ks} \cdot 5,7 \text{ kg/ks} = 28,5 \text{ kg}$
- poháněné bubny $3 \text{ ks} \cdot 22 \text{ kg/ks} = 66 \text{ kg}$
- poháněcí buben $1 \text{ ks} \cdot 50 \text{ kg/ks} = 50 \text{ kg}$
- koncový buben $1 \text{ ks} \cdot 30 \text{ kg/ks} = 30 \text{ kg}$
- hmotnost příhradové konstrukce $10 \text{ m} \cdot 1,5 \text{ kg/m} = 15 \text{ kg}$
- hmotnost hydraulických válců $1 \text{ ks} \cdot 20 \text{ kg/ks} = 20 \text{ kg}$

Celková hmotnost: 409 kg

$$\text{Síla vyvozená hmotností: } F_{vyn} = m_{vyn} \cdot g = 409 \cdot 9,81 = 4 \text{ kN} \quad (44)$$

Síla F_r potřebná k udržení vynašeče ve vodorovné poloze se vypočítá z momentové rovnováhy sestavy.

$$\sum M_0 = 0 \Rightarrow F_{vyn} \cdot L_1 - F_r \cdot L_2 \quad (45)$$

$$F_r = F_{vyn} \cdot \frac{L_{1,vyn}}{L_{2,vyn}} = 4000 \cdot \frac{2000}{275} = 29090,9 \text{ N} \cong 29 \text{ kN}$$

Diameters, areas, forces, flow												
Piston	Piston rod	Area ratio	Areas			Force at 250 bar ¹⁾			Flow at 0.1 m/s ²⁾			Max. available stroke length
ØAL mm	ØMM mm	φ A_1/A_3	A_1 cm ²	A_2 cm ²	A_3 cm ²	Pressure F_1 kN	Diff. F_2 kN	Pulling F_3 kN	Off q_{v1} l/min	Diff. q_{v2} l/min	On q_{v3} l/min	mm
40	22 28	1,43 1,96	12,56	3,80 6,16	8,76 6,40	31,40	9,50 15,40	21,90 16,00	7,5	2,3 3,7	5,3 3,8	2000
50	28 36	1,46 2,08	19,63	6,16 10,18	13,47 9,45	49,10	15,40 25,45	33,70 23,65	11,8	3,7 6,1	8,1 5,7	2000
63	36 45	1,48 2,04	31,17	10,18 15,90	20,99 15,27	77,90	25,45 39,75	52,45 38,15	18,7	6,1 9,5	12,6 9,2	2000
80	45 56	1,46 1,96	50,26	15,90 24,63	34,36 25,63	125,65	39,75 61,55	85,90 64,10	30,2	9,5 14,8	20,7 15,4	2000
100	56 70	1,46 1,96	78,54	24,63 38,48	53,91 40,06	196,35	61,55 96,20	134,80 100,15	47,1	14,8 23,1	32,3 24,0	3000

Tabulka 5 - Vlastnosti zvoleného hydraulického válce

Navržený hydraulický válec je od firmy Bosh Rexroth. Průměr válce je 80 mm a průměr pístnice je 45mm. Tlak, který je válec schopen vyvinout, je podstatně větší než je vypočítaná síla a to hlavně kvůli estetickému dojmu. Vlastnosti zvoleného hydraulického válce jsou v tabulce 5.

2.3.2 Určení velikosti hlavního hydraulického válce

Jediným parametrem pro určení velikosti tohoto hydraulického válce je celková hmotnost pásového dopravníku, vynašeče a dvou obsluhujících osob. Z hmotnosti určíme sílu, kterou musí být navržený hydraulický válec schopen vyvinout.

Výpočet hmotnosti:

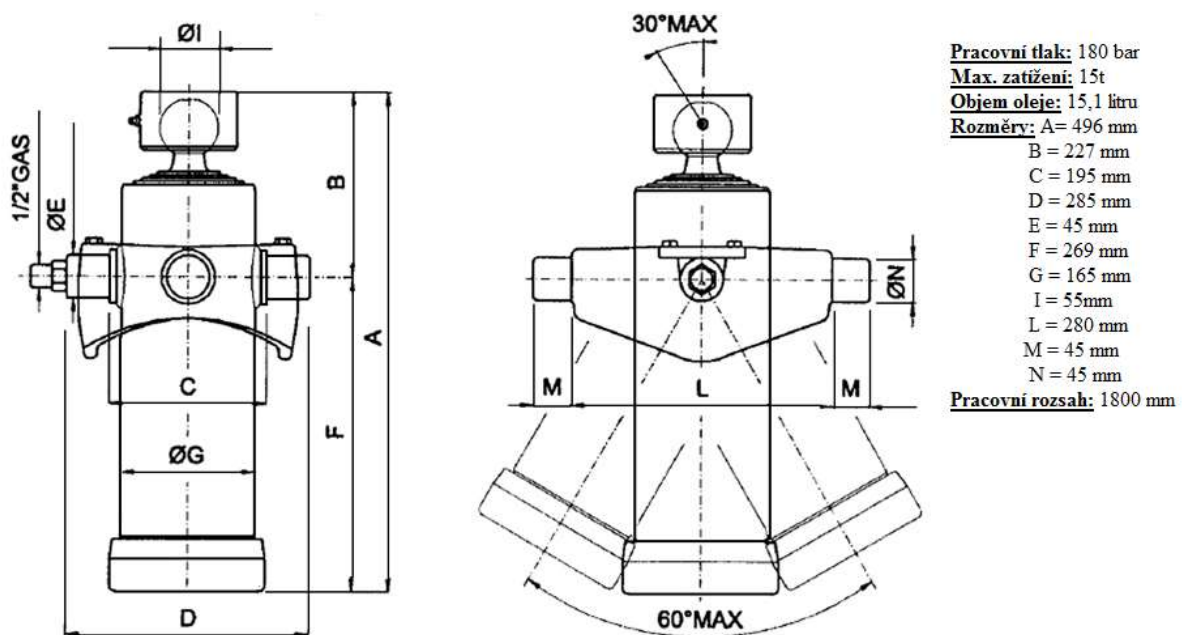
- dopravníkový pás pásového dopravníku $26 \text{ m} \cdot 5,3 \text{ kg/m} = 137,8 \text{ kg}$
- dopravníkový pás vynašeče $6,5 \text{ m} \cdot 5,3 \text{ kg/m} = 34,5 \text{ kg}$
- dopravníkové válečky Transroll $25 \text{ ks} \cdot 5,7 \text{ kg/ks} = 142,5 \text{ kg}$
- poháněcí buben 57 kg
- poháněný buben 35 kg
- hmotnost příhradové konstrukce cca $100 \text{ m} \cdot 1,5 \text{ kg/m} = 150 \text{ kg}$
- plné obsazení dopravovanou drůbeží $50 \text{ kg/m} \cdot 15 \text{ m} = 750 \text{ kg}$
- hmotnost dvou obsluhujících osob $2 \cdot 90 \text{ kg} = 180 \text{ kg}$
- poháněné bubny $3 \text{ ks} \cdot 22 \text{ kg/ks} = 66 \text{ kg}$
- poháněcí buben $1 \text{ ks} \cdot 50 \text{ kg/ks} = 50 \text{ kg}$
- koncový buben $1 \text{ ks} \cdot 30 \text{ kg/ks} = 30 \text{ kg}$

- hmotnost hydraulických válců $2ks \cdot 10kg/ks = 20kg$
- ostatní materiál cca $20kg$

Hrubá celková hmotnost dopravníku, vynašeče a obsluhy: 1632,8 kg

$$\text{Síla vyvozená hmotností: } F_{PD} = m_{PD} \cdot g = 1632,8 \cdot 9,81 = 16\,017\,N \cong 16\,kN \quad (46)$$

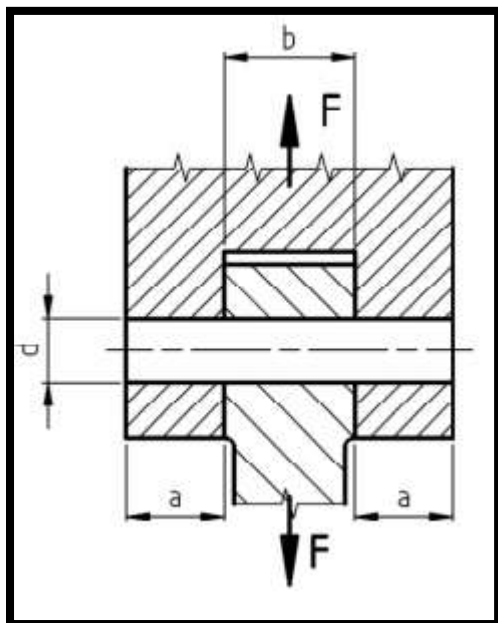
Navržený hydraulický válec, dodávaný firmou Trans-Technik [11], je schopen unést váhu max. 15 t. Únosnost je tedy dostatečná. Tento teleskopický hydraulický válec byl zvolen především pro svůj pracovní zdvih, který je 1800 mm. Aby bylo možné uvažovat s vypočtenou hmotností je nutné, aby podpora byla zavedena v těžišti soustavy. To je 9,6 m od ukotvení a při maximálním pracovním úhlu je přibližně 1700 mm vysoko. Technické parametry hydraulické válce jsou na obrázku 18. Těžiště sestavy bylo určeno programem Autodesk Inventor.



Obrázek 18 – Technické parametry hydraulického válce

2.4 Kontrola zvolených čepů na střih

2.4.1 Kontrola spojovacího čepu dopravníku s vynašečem



$$a = 20 \text{ mm}$$

$$b = 60 \text{ mm}$$

$$d = 55 \text{ mm}$$

$$F_r = 29\,000 \text{ N}$$

Obrázek 19 - Schéma spojení čepů

Ohybové namáhání čepu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_r}{8} \cdot (2a+b)}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{4F_r(2a+b)}{\pi d^3} = \frac{4 \cdot 29000 \cdot (2 \cdot 20 + 60)}{\pi \cdot 55^3} = 10,91 \text{ MPa} \quad (47)$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{DOV} \Rightarrow 10,91 \leq 160 \text{ MPa} \quad (48)$$

Kontrola na otlačení

Měrný tlak v táhle

$$p_1 = \frac{F_r}{d \cdot b} = \frac{14250}{55 \cdot 60} = 4,318 \text{ MPa} \quad (49)$$

$$p_1 \leq p_{DOV} \Rightarrow 4,318 \leq 35 \text{ MPa} \quad (50)$$

Měrný tlak ve vidlici

$$p_2 = \frac{F_r}{2d \cdot a} = \frac{14250}{2 \cdot 55 \cdot 60} = 6,47 \text{ MPa} \quad (51)$$

$$p_2 \leq p_{DOV} \Rightarrow 6,47 \leq 35 \text{ MPa} \quad (52)$$

2.4.2 Kontrola čepu a hydraulického válce

a= 350 mm b= 100 mm

d= 50 mm $F_{PD}=15\,600\text{ N}$

Ohybové namáhání čepu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F_{PD} \cdot (2a+b)}{8}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{4F_{PD}(2a+b)}{\pi \cdot d^3} = \frac{4 \cdot 16000 \cdot (2 \cdot 350 + 100)}{\pi \cdot 50^3} = 130,44 \text{ MPa} \quad (53)$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{DOV} \Rightarrow 130,44 \leq 160 \text{ MPa} \quad (54)$$

Kontrola na otlačení

Měrný tlak v táhle

$$p_1 = \frac{F_{PD}}{d \cdot b} = \frac{16000}{50 \cdot 100} = 3,2 \text{ MPa} \quad (55)$$

$$p_1 \leq p_{DOV} \Rightarrow 3,2 \leq 35 \text{ MPa} \quad (56)$$

Měrný tlak ve vidlici

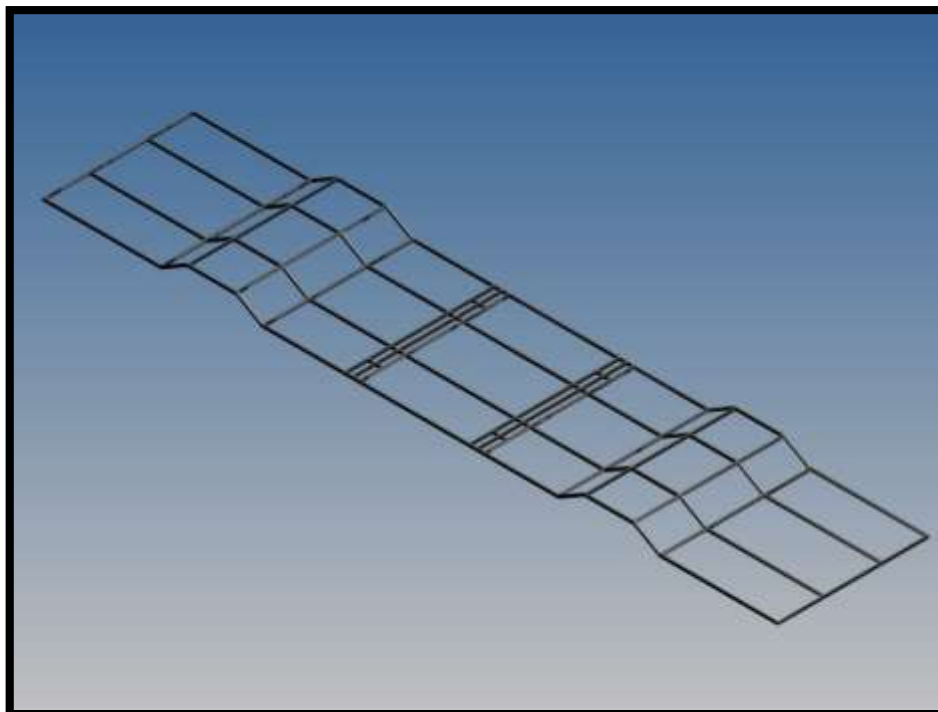
$$p_2 = \frac{F_{PD}}{2d \cdot a} = \frac{16000}{2 \cdot 50 \cdot 350} = 0,45 \text{ MPa} \quad (57)$$

$$p_2 \leq p_{DOV} \Rightarrow 0,45 \leq 35 \text{ MPa} \quad (58)$$

2.5 Rozbor konstrukce podvozku

2.5.1 Konstrukce základny

Celé zařízení je postaveno na základně, která je svařena z obdélníkových uzavřených profilů o velikosti 25x50 mm a tloušťce stěny 2,5 mm. Na místech, kde jsou k základně připevněny ložiskové domky, které nesou podpěrný hydraulický válec, je základna vyztužena, aby dokázala přenést tlak, který na ni bude působit.

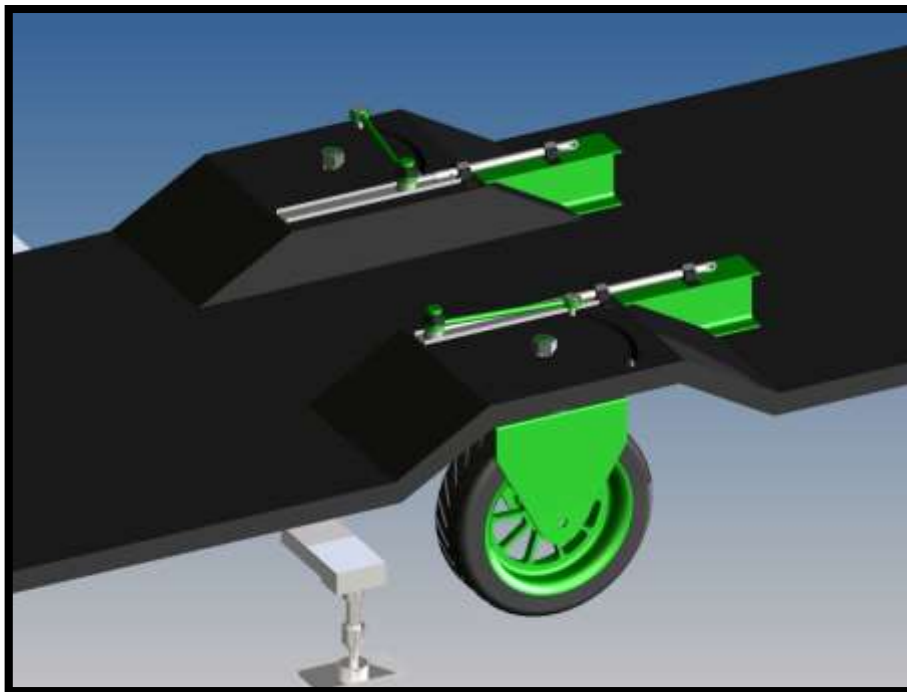


Obrázek 20 - Konstrukce svařence základny

Na svařenci jsou položeny rošty od firmy Lichtgitter [12]. V sekci, kde základnou prochází hřídele podvozku, nejsou rošty položeny. V tomto místě je vložen ocelový blok, který ustaví vložené součásti. V bloku je také vyfrézována drážka, kterou prochází čep natáčení podvozku. Samotné natáčení je popsáno v následující podkapitole.

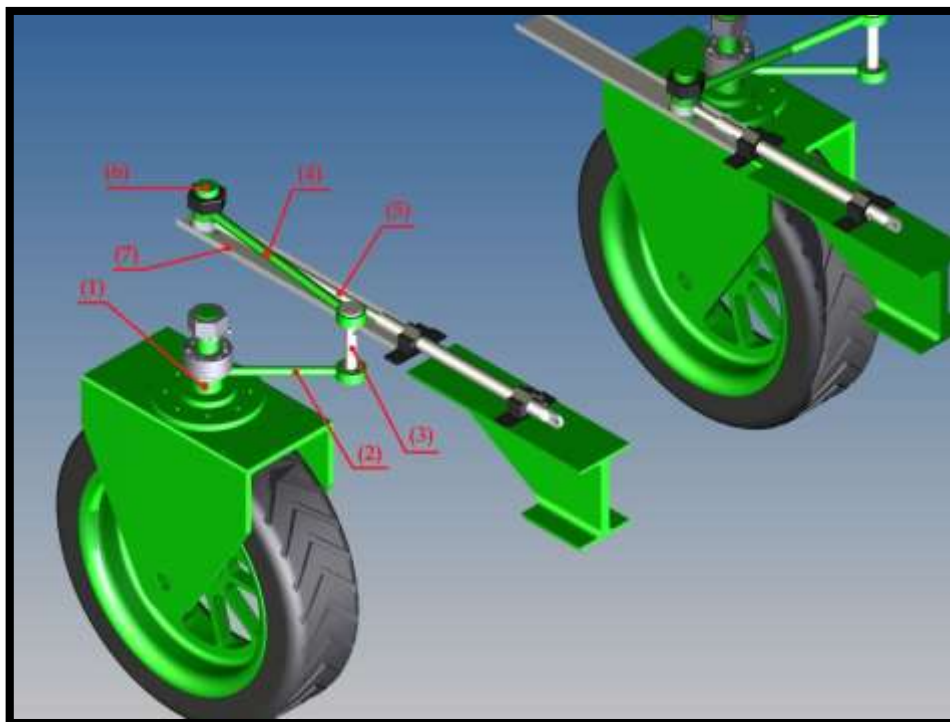
2.5.2 Natáčení kol

Dle zadání je požadováno, aby bylo zařízení mobilní a mělo natáčecí podvozek. Ten je potřeba zejména při nakládání krůt do klecí. Klece jsou postaveny čtyři nad sebou. K umístění vynašeče do každé klece slouží pákový systém s hydraulickým válcem. Klece jsou však postaveny také vedle sebe, proto je nutné, aby zařízení mohlo pojíždět i do stran. Je tedy třeba, aby se podvozek dal natočit až o 90°.



Obrázek 21 - Podvozek se základnou

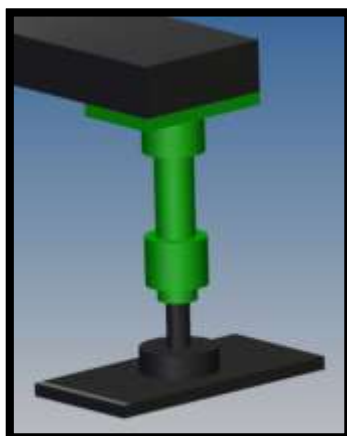
Na zařízení je navrhnout systém, který natáčí každé kolo zvlášť. Ten je popsán na obrázku 22. Základní částí systému je hřídel (1), která spojuje kolo se základnou. Na ní je pevně nalisována páka (2) v určitém úhlu. K páce je přes ložisko připevněn vedoucí čep (3). Ten je veden v drážce vypálené v plechu základny. V horní části vedoucího čepu je opět nalisováno ložisko a na něm spojovací páka (4). Ta je připojená k hřídeli hydraulického válce (5). Spojení hřídele a páky je provedeno přes čep (6), který je veden v loži (7). V něm je umístěn pro zajištění přímého vedení hřídele hydraulického válce, které je nezbytné pro správné fungování mechanismu. Podle toho jak moc je hřídel vysunuta se natočí kolo.



Obrázek 22 - Rozbor částí podvozku

Tím že je každé kolo ovládáno zvlášť, je zaručena stabilita a ulehčena manipulace se zařízením v omezených prostorech. Jelikož je zařízení tak dlouhé a manipulace s ním není snadná, je tohle velká výhoda. Ovládání podvozku stejně jako ovládání všech hydraulických prvků je umístěno na plošině pro obsluhu.

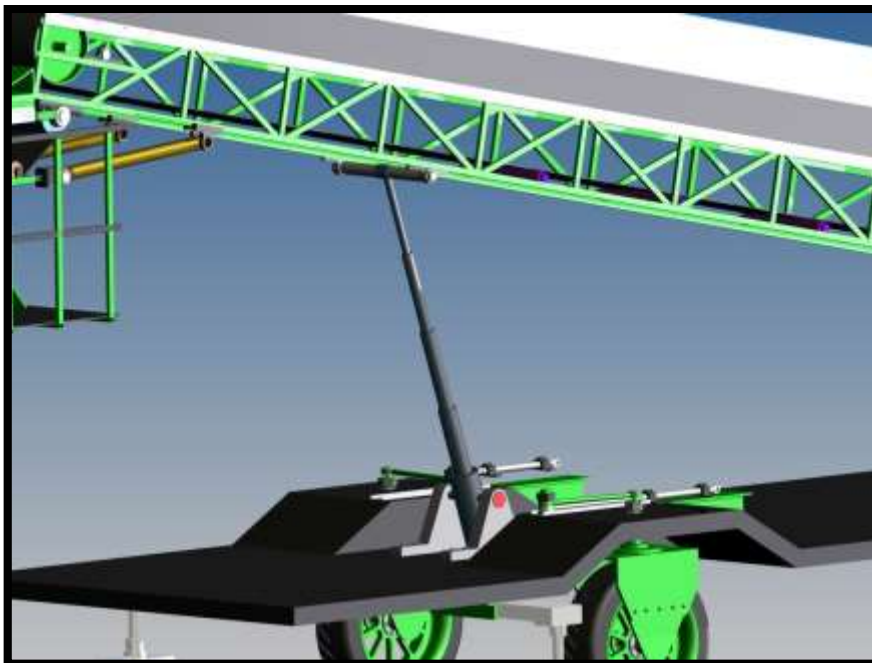
Dalšími prvky, které slouží ke zlepšení stability celého zařízení, jsou pomocné podpěrné „nožky“. Ty jsou umístěny zespod základny. Pásový dopravník je ve své horní pozici poměrně vysoký, v tuto chvíli je možnost vysunutí těchto podpěr. Podpěrné nožky jsou ve dvou variantách. První variantou je pohybový šroub s maticí, který se ovládá ručně. Druhou variantou jsou pak hydraulické válce, které jsou ovládány dálkově. Pro snadnější ovládání je zvolena varianta s hydraulickými válci (obrázek 23).



Obrázek 23 - Detail podpěrné "nohy"

2.6 Naklápění pásového dopravníku

Naklápění pásového dopravníku je realizováno teleskopickým hydraulickým válcem od firmy Rollcontech [11]. Hydraulický válec je spojen se základnou poměrně masivními přírubami. Tyto příruby zajišťují ustavení přesné polohy. Hydraulický válec obsahuje také kardan, jehož čepy spojují příruby a hydraulický válec. Konec hydraulického válce je spojen s čepem. Tento čep prochází dvojicí „domků“, které jsou přišroubovány k přírubové konstrukci. Takto pevně spojeny tvoří naklápění celého pásového dopravníku. Výpočet hydraulického válce je proveden výše v kapitole Určení velikosti hydraulických válců. Rozměry a parametry jsou uvedeny v téže kapitole.



Obrázek 24 – Naklápění dopravníku v horní poloze



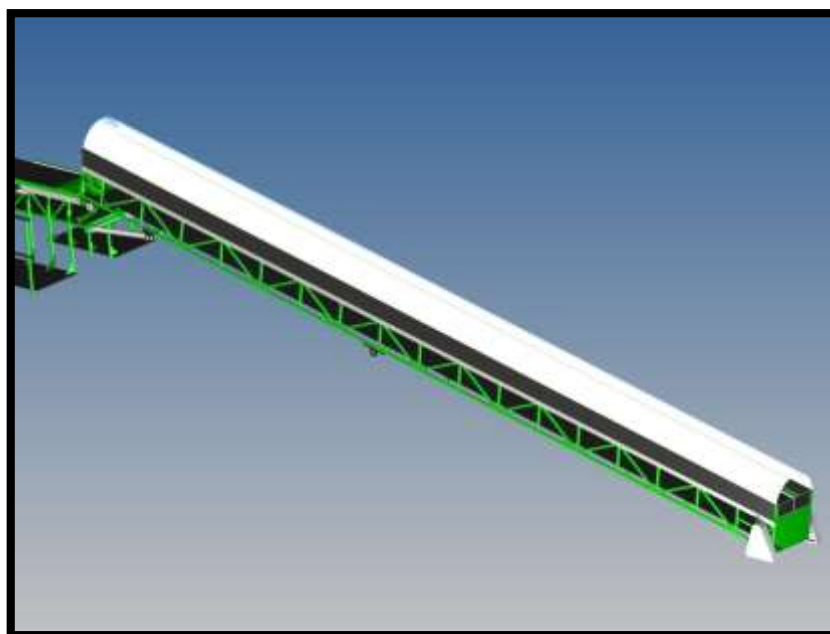
Obrázek 25 – Teleskopický hydraulický válec

2.7 Rozbor ochranných prvků

Na mobilním pásovém dopravníku je použito několik ochranných prvků. Můžeme je rozdělit jako prvky pro ochranu přepravovaných krůt a prvky pro ochranu lidského zdraví.

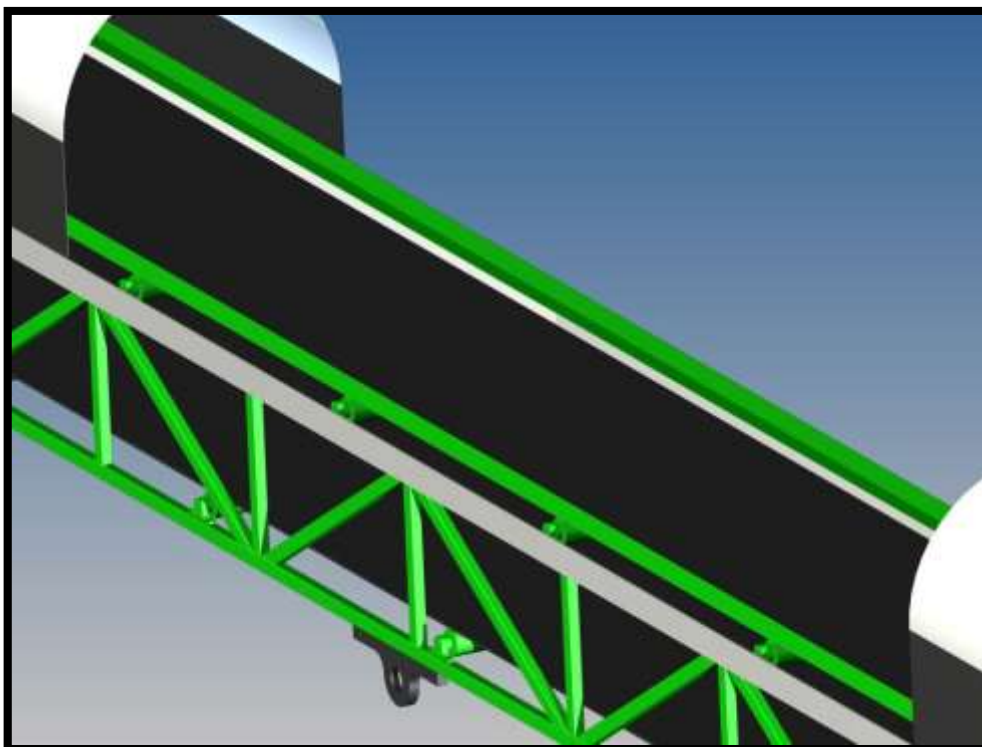
Prvky pro ochranu zvířat jsou celkem čtyři. Jsou to a) ochranné kryty, b) uzavírací dvířka, c) skluz a d) ochranné lišty.

Ochranné kryty jsou umístěny po celé délce pásového dopravníku (obrázek 26). Na vynašeči kryty umístěny nejsou, protože u vynašeče je přítomna lidská obsluha, která hlídá zvířata a kontroluje jejich umístění do klecí. Kryty jsou tvořeny dvěma bočnicemi z 2 mm silného plechu. Na nich je pomocí pantů umístěna vrchní část z čírého plexiskla. Plexisklo je číré, protože přepravovaným materiálem jsou živí tvorové. Naší snahou je co nejhumánnější způsob přepravy a nevystavení zvířat přílišnému stresu, kterým by přeprava v temném tunelu určitě byla. Panty, kterými je plexisklový kryt spojen s bočnicemi, slouží pro případ závady na trati a nutnosti jejího rychlého odstranění. Celá sestava krytů je rozdělena do dílčích částí. Délka jedné části je 1 m. Ty jsou poskládány vedle sebe a přišroubovány k příhradové konstrukci pásového dopravníku.



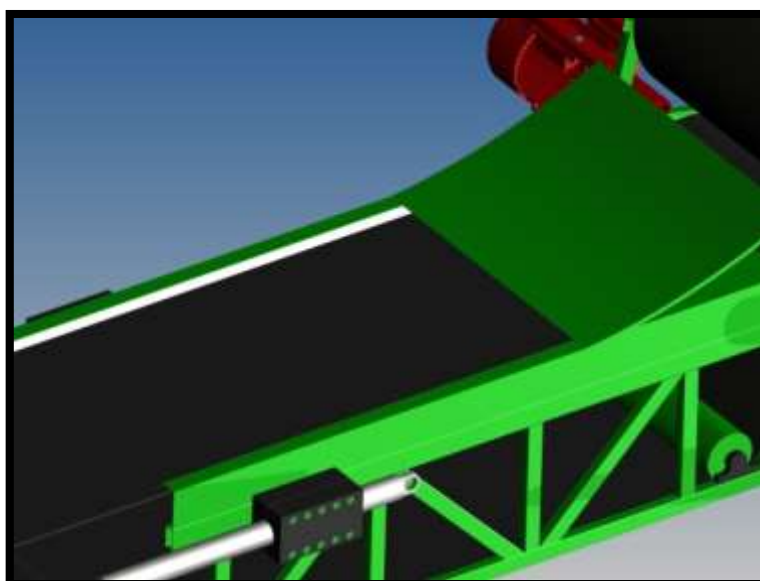
Obrázek 13 - Ochranné kryty

Dalším ochranným prvkem jsou lišty, které přesahují okraje dopravníkového pásu. Tím brání zvířatům spadnutí z pásu nebo zranění jejich končetin. Lišty, umístěné na pásovém dopravníku, jsou přišroubovány k bočnicím krytu. Lišty, které jsou umístěny na vynašeči, jsou přišroubovány přímo k příhradové konstrukci (obrázek 27).



Obrázek 27 - Detail ochranných lišt dopravníku

Předposledním prvkem bezpečnosti zvířat je skluz. Do zařízení je umístěn zejména kvůli přechodu mezi pásovým dopravníkem a vynašečem. Tento přechod není lineární a zvířata se díky němu propadnou cca o 20 cm níž. Jak již bylo výše zmíněno, cílem je humánní doprava a vystavení zvířat co nejméně stresovým situacím. Druhotná funkce skluzu je ta, že tlumí rázy na konstrukci vynašeče, které padající zvířata způsobí. Skluz se skládá ze svařené konstrukce, na které je nýty připevněn plech. Na spodní straně svařence jsou umístěny tlumící lišty.



Obrázek 28 - Detail skluzu s lištami vynašeče

Posledním bezpečnostním prvkem jsou dvířka umístěná na začátku pásového dopravníku (obrázek 29). Dvířka se dají otevřít jen směrem dovnitř. Jejich umístění v zařízení je naprosto zřejmé. Jejich funkcí je zabránit zvířatům, aby v případě zastavení dopravy utekly z dopravníku.



Obrázek 29 - Detail vstupních dvířek

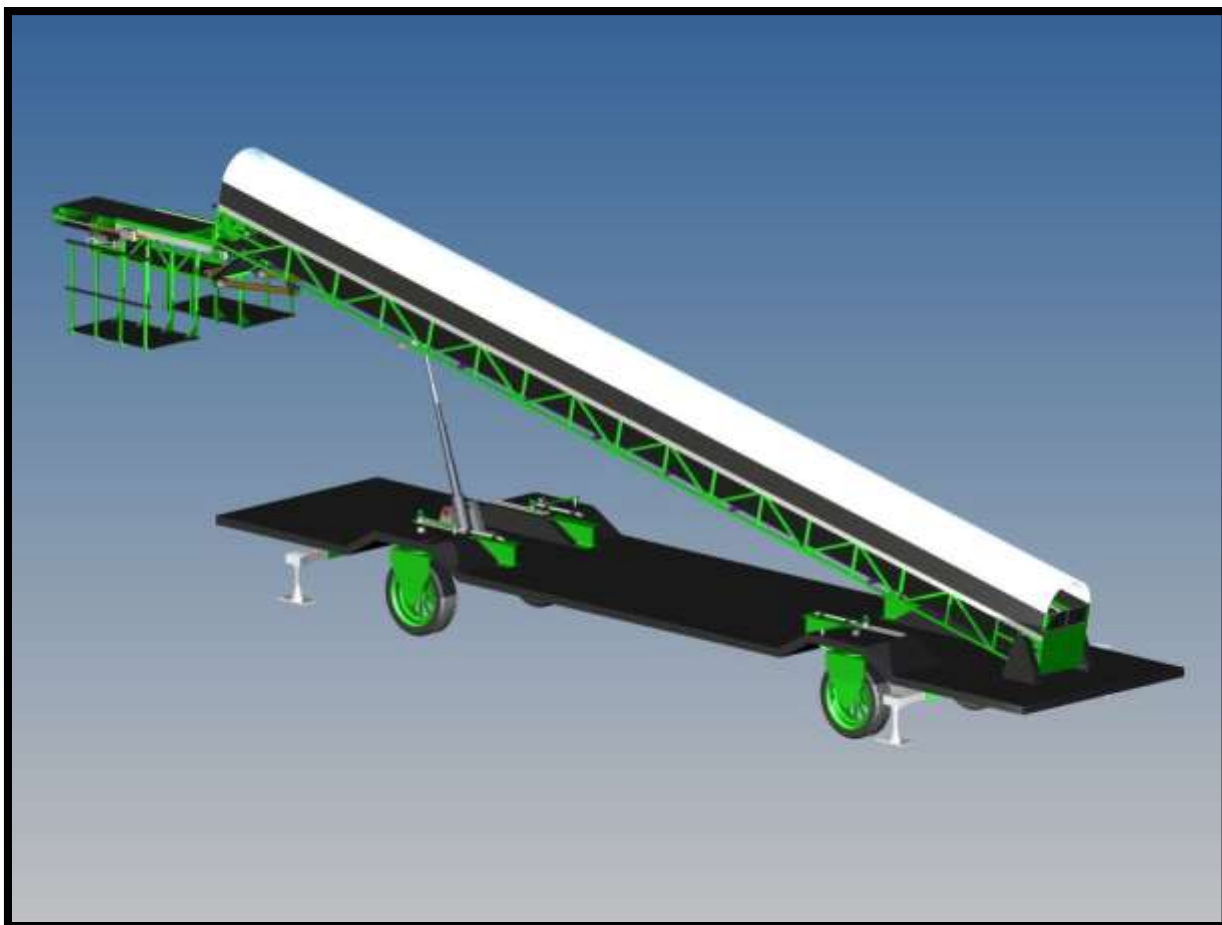
Prvky pro ochranu lidského zdraví jako takové na zařízení umístěny nejsou. Jediným prvkem je zábradlí umístěné na plošině pro dělníky. Mezi další prvky by měly patřit rukavice, brýle pro ochranu zraku a vhodné oblečení. Jak je ovšem psáno výše, tyto nejsou součástí zařízení.

3. Závěr

Navržené zařízení slouží pro dopravu zvířat v chovných farmách. Skládá se z pásového dopravníku a vynašeče. Vynašeč je s pásovým dopravníkem spojen hydraulickými válci a čepem. Pásový dopravník i vynašeč jsou připojeny k základně. Podvozek je tvořen čtyřmi samostatně ovládanými koly. Každé z nich se dá natočit o 90° pomocí hydraulických válců. Pásový dopravník je podpírán teleskopickým hydraulickým válcem, jehož vysouváním se mění úhel sklonu pásového dopravníku. Pohon pásového dopravníku i vynašeče je zajištěn bubnovým pohonem.

Funkcí vynašeče je propojení zařízení s prostorem nakládacím prostorem nákladního vozidla. Překonání vzdálenosti je realizováno změněním délky nosné větve vynašeče, tedy jeho prodloužením. Prodloužení je vyvozeno vysunutím hřídele hydraulického válce a stlačením tlačné pružiny. Při zmenšení tlaku se vynašeč vrátí do původní polohy. Na nosné konstrukci vynašeče je umístěna plošina pro obsluhu spolu s dálkovým ovládáním všech prvků.

Při návrhu bylo postupováno s ohledem na co nejmenší cenu celého zařízení a na jeho účinnost. Celé zařízení je zobrazeno na obrázku 30.



Obrázek 30 - Mobilní pásový dopravník

4. Seznam použité literatury

- [1] CMC INDUSTRIES. *CMC Industries* [online]. 2013 [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: <http://www.cmcindustries.com>
- [2] GUANGZHOU HUANAN POULTRY EQUIPMENT FACTORY. *Guangzhou Huanan Poultry Equipment Factory* [online]. 2013 [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: <http://www.hnxmsb.com/en/introduce010.html>
- [3] Polák, J., Bailotti, K., Pavliska, J., Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení II. Ostrava: ES VŠB, 2003. 109 str. ISBN 80-248-0493-X
- [4] FERRUM S.R.O. *Ferrum s.r.o* [online]. 2013 [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: <http://www.ferrum-mb.cz/ocelove-profilu-uzavrene/obdelnikove-profilu/>
- [5] REXROTH BOSCH GROUP. *Rexroth Bosch Group* [online]. 2012 [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: <http://www.boschrexroth.com/ics/Vornavigation/Vornavi.cfm?Language=CS&Region=none&VHist=Start,p537326,p537327,p537595&PageID=p543294>
- [6] GUMEX. *Ferrum s.r.o* [online]. 2015 [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/ep400-3-pryzove-pasy-pro-vseobecne-pouziti-48609.html>
- [7] GTK S.R.O. *GTK Tupesy* [online]. 2012 [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: <http://www.gktupesy.cz/index.php?page=bubny&language=cz>
- [8] Transroll s.r.o: Dopravníkové válečky. TRANSROLL S.R.O. *Transroll s.r.o* [online]. 2010 [cit. 2015-09-20]. Dostupné z: http://www.transroll.cz/obrazky-soubory/katalog_cz_novy-6faca.pdf?redir
- [9] HENNLICH. *Hennlich* [online]. 2015 [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/produkty/pruziny-tlacne-pruziny-162.html>
- [10] Rollcontech: Bubnové motory. ROLLCONTECH S.R.O. *Rollcontech s.r.o* [online]. 2010 [cit. 2015-09-20]. Dostupné z: <http://www.rollcontech.cz/38-bubnove-motory.html>
- [11] Trans-technik: Hydraulické komponenty. TRANS-TECHNIK S.R.O. *Trans-technik s.r.o* [online]. 2010 [cit. 2015-09-20]. Dostupné z: <http://www.trans-technik.cz/valec-hydraulicky-typ-m-0721180-612>
- [11] Lichtgitter s.r.o: Podlahové rošty. LICHTGITTER S.R.O. *Lichtgitter s.r.o* [online]. 2010 [cit. 2015-09-20]. Dostupné z: <http://www.lichtgitter.cz/web/index.php?id=13&lng=cz&tema=odporovesvarovanerosty&sub=13>

5. Seznam obrázků a příloh

5.1 Seznam obrázků

Obrázek 1 – Univerzální sběrač [1].....	10
Obrázek 2 - Kuřecí nakladač [1]	10
Obrázek 3 – Nakladač drůbeže [1]	11
Obrázek 4 - Čistič farem [1].....	11
Obrázek 5 - Sběr a třídění vajec [2]	12
Obrázek 6 – Nakladač [2].....	12
Obrázek 7 - Systém sestavení klecí [2]	13
Obrázek 8 - Varianta č. 1.....	14
Obrázek 9 - Varianta č. 2.....	15
Obrázek 10 - Varianta č. 3.....	16
Obrázek 11 - Dosah zařízení	17
Obrázek 12 - Pásový dopravník	18
Obrázek 13 - Schéma pásového dopravníku	20
Obrázek 14 - Vynašeč	24
Obrázek 15 – Schéma vynašeče	26
Obrázek 16 – Výpočet pružiny.....	30
Obrázek 17 – Zjednodušené schéma vynašeče	31
Obrázek 18 – Technické parametry hydraulického válce	33
Obrázek 19 - Schéma spojení čepů	34
Obrázek 20 - Konstrukce svařence základny	36
Obrázek 21 - Podvozek se základnou.....	37
Obrázek 22 - Rozbor částí podvozku	38
Obrázek 23 - Detail podpěrné "nohy"	338
Obrázek 24 – Nakládání dopravníku v horní poloze.....	39
Obrázek 25 –Teleskopický hydraulický válec	369
Obrázek 26 - Ochranné kryty	40
Obrázek 27 - Detail ochranných lišt dopravníku.....	41
Obrázek 28 - Detail skluzu s lištami vynašeče.....	41
Obrázek 29 - Detail vstupních dvířek.....	42
Obrázek 30 - Mobilní pásový dopravník.....	43

5.2 Seznam tabulek a grafů

Tabulka 1 – Katalog Gumex.....	19
Tabulka 2 – Válečky Transroll.....	19
Tabulka 3 – Specifikace bubnového pohonu 3kW.....	22
Tabulka 4 – Specifikace bubnového pohonu 0,75 kW.....	29
Tabulka 5 – Hydraulický válec Bosh Rexroth.....	32
Graf 1 – Grafické znázornění průběhu tahových sil pásového dopravníku.....	21
Graf 2 - Grafické znázornění průběhu tahových sil vynašeče.....	28

5.4 Seznam příloh

Příloha 1 – Mobilní pásový dopravník – MPD-01

Příloha 2 – Pásový dopravník – MPD-01.01

Příloha 3 – Výložník – MPD-01.02